

**ЯЛПАЧИК В.Ф., БУДЕНКО С.Ф., ЯЛПАЧИК Ф.Ю., ГВОЗДЄВ О.В.,
ЦИБ В.Г., БОЙКО В.С., САМОЙЧУК К.О., ОЛЕКСІЄНКО В.О.,
КЛЕВЦОВА Т.О., ПАЛЯНИЧКА Н.О.**

***РОЗРАХУНКИ ОБЛАДНАННЯ
ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ***

МЕЛІТОПОЛЬ, 2014

ЗМІСТ

Розділ 1 Інженерні розрахунки обладнання для виробництва м'ясної продукції	5
1.1 Розрахунок вовчка.....	5
1.2 Розрахунок фаршозмішувача.....	13
1.3 Інженерний розрахунок ковбасного шприца.....	17
Розділ 2 Інженерні розрахунки обладнання для виробництва молочної продукції.....	21
2.1. Розрахунок параметрів сепаратора-вершковідокремлювача.....	21
2.2. Технологічний розрахунок параметрів пластинчатої пастеризаційно-охолоджувальної установки.....	24
2.3. Інженерний розрахунок апаратів для перемішування рідких харчових продуктів	33
2.4. Розрахунок машин для розділення рідких та грубодисперсних харчових продуктів	40
2.5 Інженерний розрахунок масловиготовлювача.....	43
2.6 Розрахунок клапанного гомогенізатора.....	47
2.7 Розрахунок кожухотрубчатого теплообмінника.....	57
Розділ 3 Інженерні розрахунки обладнання для виробництва хлібобулочних виробів та олії.....	65
3.1 Інженерний розрахунок просіювачів.....	65
3.2 Розрахунок місильної машини з лопатевим робочим органом.....	73
3.3 Розрахунок шнекових формувачів	78
3.4 Розрахунок параметрів тістоокруглювальної машини.....	87
3.5 Інженерний розрахунок хлібопекарської печі.....	95
Розділ 4 Розрахунки обладнання для перемішування та дозування сипучих харчових продуктів.....	100
4.1 Розрахунки змішувачів.....	100
4.2 Інженерний розрахунок дозаторів.....	112
4.3 Розрахунок параметрів валкових дробарок.....	121
РОЗДІЛ 5 Інженерні розрахунки обладнання для переробки плодоовочевої продукції.....	124
5.1 Розрахунок машин для миття плодоовочевої сировини.....	124
5.2 Розрахунок параметрів відцентрової бурякорізки.....	131
5.3 Розрахунок параметрів барабанного вакуум-фільтра.....	134

5.4 Технологічний розрахунок параметрів автоклава.....	137
5.5 Розрахунок машин для подрібнення плодоовочевої сировини.....	144
5.6 Інженерний розрахунок протиральної машини.....	149
5.7 Інженерний розрахунок бланшувальної машини.....	152
РОЗДІЛ 6 Розрахунки обладнання для сушіння продукції.....	156
6.1 Розрахунок камерної сушарки.....	156
РОЗДІЛ 7 Інженерні розрахунки обладнання для абсорбції, дифузії, перегонки, випарювання.....	163
7.1 Розрахунок насадкового абсорбера.....	163
7.2 Розрахунок похилого дифузійного апарата.....	168
7.3 Розрахунок брагоректифікаційного апарата.....	172
7.4 Розрахунок випарної установки.....	176
7.5 Розрахунок преса для цукру-рафінаду.....	190
РОЗДІЛ 8 Розрахунки конструктивних елементів обладнання.....	193
8.1 Розрахунок оптимальних розмірів посудин та плоского днища на міцність.....	193
8.2 Розрахунок корпусів тепломасообмінних апаратів.....	200
8.3 Розрахунок фланцевих з'єднань апаратів і посудин.....	208
8.4 Розрахунок опорних елементів посудин і апаратів.....	216
8.5 Розрахунки робочих елементів машин з оболонками, що повільно обертаються.....	230

ПЕРЕДМОВА

Посібник охоплює основні розділи навчальної дисципліни „Розрахунки та конструювання обладнання харчових виробництв“ і складається з прикладів комплексних розрахунків найбільш характерних машин і апаратів галузі.

Книга включає в себе вісім розділів, в яких наведені розрахунки обладнання м'ясопереробної, молочної, хлібопекарської, плодоовочевої та інших галузей виробництва. Приведені також розрахунки обладнання для сушіння продукції, абсорбції, дифузії, перегонки, випарювання та розрахунки конструктивних елементів обладнання як-то корпусів посудин і апаратів, фланцевих з'єднань, опорних пристроїв та ін.

Посібник має достатньо повний довідковий розділ, який дозволяє проводити більшість наведених розрахунків без користування додатковою довідковою літературою.

Автори, співробітники Таврійського державного агротехнологічного університету, призначають даний навчальний посібник для користування, як студентами, що навчаються за спеціальністю „Обладнання переробних і харчових виробництв“, так і фахівцями переробної галузі.

РОЗДІЛ 1

Інженерні розрахунки обладнання для виробництва м'ясної продукції

1.1 Розрахунок вовчка

Продуктивність вовчків можна визначити по пропускній спроможності ріжучого або живильного механізму, а також по ріжучій спроможності подрібнюючого механізму.

Пропускна спроможність вовчка, Q_m кг/год визначається за формулою

$$Q_m = \frac{m}{\tau_{вк} \cdot z_{вк} \cdot z_{зм}} \quad (1.1)$$

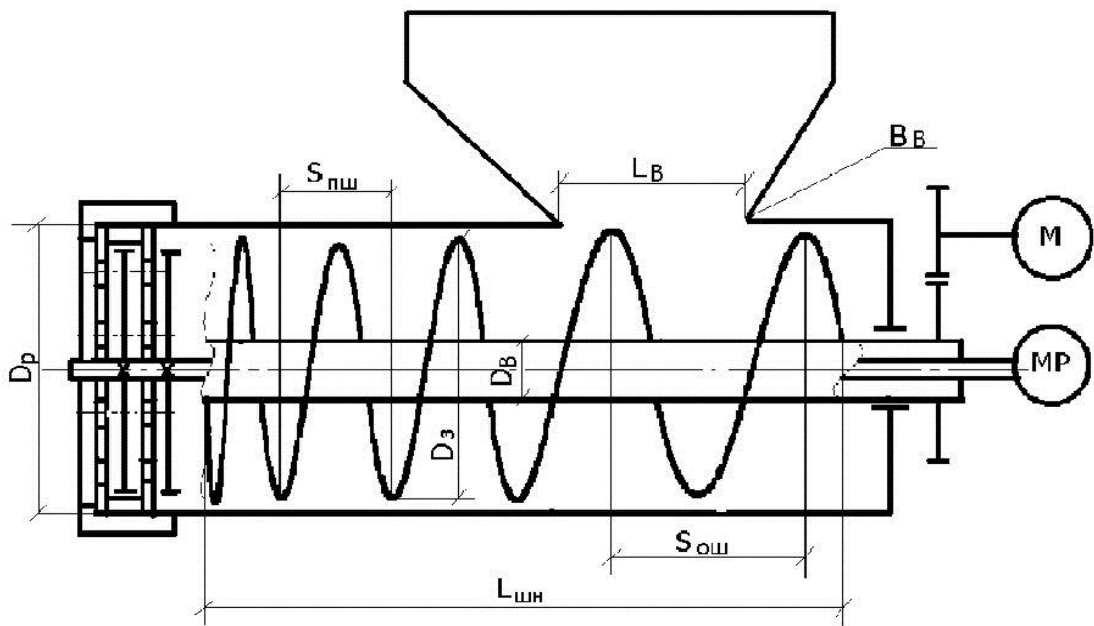
де m - маса м'яса, яку необхідно подрібнити, кг;

$\tau_{вк}$ - час роботи машини за одне включення, год;

$z_{вк}$ - кількість включень машини за зміну;

$z_{зм}$ - кількість змін роботи машини.

Для визначення основних параметрів вовчка складається розрахункова схема (рисунок 1.1).



Пропускна спроможність елементів подрібнювача у різних перетинах потоку повинна відповідати таким вимогам

$$Q_i = Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \leq Q_4 \quad (1.2)$$

де Q_i - необхідна технологічна пропускна спроможність машини, кг/год;

Q_1 - пропускна спроможність завантажувального вікна, кг/год ;

Q_2 - пропускна спроможність постачального шнека, кг/год ;

Q_3 - пропускна спроможність шнека у зоні пресування, кг/год ;

Q_4 - пропускна або ріжуча спроможність ріжучого апарата, кг/год.

Пропускна спроможність ріжучого апарата визначається за формулою

$$Q_4 = 3600 \cdot A_{o(i)} \cdot v_o \cdot \rho_n \cdot \psi_i \quad (1.3)$$

де $A_{o(i)}$ - сумарна площа отворів в першій ножовій решітці, а також в кожній наступній (i), м²;

v_o - швидкість руху продукту крізь отвори першої ножової решітки, м/с;

ρ_n - густина м'яса в зоні пресування, кг/м³;

ψ_i - коефіцієнт використання площі отворів ножової решітки;

i - кількість ножових решіток.

$$\rho_n = \rho \cdot k_1 \quad (1.4)$$

де ρ - насипна густина м'яса;

k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь ущільнення м'яса;

Якщо конструкція вовчка має роздільні приводи постачального шнека та ножів і частота обертання ножів не дорівнює частоті обертання постачального шнека ($n_n \neq n_{ш}$), доцільніше визначати пропускну спроможність за наступним виразом

$$Q_4 = 3600 \cdot \alpha \cdot (A/A_p) \quad (1.5)$$

де α - коефіцієнт використання ріжучої спроможності механізму;

A - ріжуча спроможності механізму, м²/с;

A_p - питома поверхня одиниці маси продукту після подрібнення, м²/кг.

Коефіцієнт використання ріжучої спроможності механізму α приймається у межах $\alpha = 0,7 \dots 0,8$.

$$A = \frac{\pi \cdot n_n \cdot D_p^2}{240} (\psi_1 \cdot Z_1 + \psi_2 \cdot Z_2 + \dots + \psi_n \cdot Z_n) \quad (1.6)$$

де n_n - частота обертання ножа, об/хв.;

D_p - діаметр решітки, м;

Z - кількість лез на кожному з ножів, $Z = 2 \dots 4$;

ψ - коефіцієнт використання площі отворів кожної решітки.

Значення ψ і A_p в залежності від діаметрів отворів ножових решіток вибираються з таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Рекомендовані значення ψ і A_p

Діаметр отвору решітки, мм	20...25	12...16	2...5
Коефіцієнт ψ	0,8...0,85	0,7...0,75	0,5...0,55
Питома поверхня A_p , м ² /кг	0,2...0,1	0,7...0,6	1,2...1,1

У більшості машин частота обертання ножів, n_n дорівнює частоті обертання шнека, $n_{ш}$ і її значення знаходиться у діапазоні від 60 до 300 об/хв.

В учбовому проектуванні з метою спрощення розрахунку можна прийняти наступне співвідношення:

$$Q_m = Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 \quad (1.7)$$

Тоді з формул (1.5) та (1.6) визначається діаметр ножової решітки

$$D_p = \sqrt{\frac{Q_4 \cdot A_p}{15\pi \cdot n_n \cdot \alpha(\psi_1 \cdot Z_1 + \psi_2 \cdot Z_2 + \dots + \psi_n \cdot Z_n)}} \quad (1.8)$$

При визначенні діаметра ножових решіток промислових вовчків слід пам'ятати, що він повинен знаходитися у межах від 80 до 200 мм.

Якщо ж отриманий розрахунковий показник діаметра не увійшов до заданого інтервалу значень необхідно змінити значення частоти обертання ножа (n_n), або показника (A_p).

Враховуючи, що згідно з (1.7) $Q_3 = Q_4$ значення пропускної спроможності у зоні пресування можна визначити з виразу

$$Q_3 = 3600 \cdot A_n \cdot v_n \cdot \rho_n \quad (1.9)$$

де A_n - площа перерізу фаршу в зоні пресування, м²;

v_n - швидкість руху м'яса вздовж шнека в зоні пресування, м/с.

$$A_n = \frac{\pi(D_3^2 - D_6^2)}{4} \quad (1.10)$$

де D_3 - зовнішній діаметр шнека, м;

D_6 - внутрішній діаметр шнека, м.

При розрахунках попередньо приймають $D_3 = D_p$ і $D_6 = (0,3...0,5)D_3$.

$$v_n = \frac{1}{60} \cdot S_{nш} \cdot n_{ш} \cdot K_6 \cdot K_n \quad (1.11)$$

де $S_{nш}$ - крок шнека у зоні пресування, м.

K_6 - коефіцієнт, що враховує товщину витків та їх профіль,;

K_n - коефіцієнт, що враховує обертання продукту разом зі шнеком.

$$S_{nш} = S_{ош} / k_1 \quad (1.12)$$

де $S_{ош}$ - крок шнека в зоні приймання сировини, м;

k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь ущільнення м'яса.

Приймається $K_6 = 0,7...0,9$, $K_n = 0,35...0,4$ і $k_1 = 0,5...0,7$.

$$S_{ош} \geq 2M \quad (1.13)$$

де M - модуль шматка м'яса до подрібнення, м.

Терміном модуль (M) позначається граничний розмір шматка м'яса

$$M = 1,26 \sqrt[3]{a \cdot b \cdot c} \quad (1.14)$$

де a, b, c - відповідно довжина, товщина та висота шматка м'яса, м

Уточнене значення діаметра вала шнека

$$D_6 = \sqrt{D_3^2 - \frac{4Q_3}{3600\pi \cdot v_n \cdot \rho}} \quad (1.15)$$

З умов забезпечення міцності та найменшої металоємності

$$D_6 = (0,3...0,4)D_3 \quad (1.16)$$

Якщо ця умова не виконується, необхідно змінити частоту обертання шнека ($n_{ш}$), коефіцієнти K_6 і K_n або застосувати роздільний привод шнека та ножів, тобто ($n_{ш} \neq n_n$).

Сумарна площа отворів $A_{o(i)}$ кожної i -тої ножової решітки розраховується за формулою

$$A_{o(i)} = \frac{\pi \cdot d_{o(i)}^2}{4} \cdot z_{o(i)} \quad (1.17)$$

де $d_{o(i)}$ - діаметр отворів i -тої ножової решітки, м;

$z_{o(i)}$ - кількість отворів i -тої ножової решітки.

Сумарну площу отворів можна також визначити за наступним виразом

$$A_{o(i)} = \frac{\pi (D_3^2 - D_6^2)}{4} \cdot \varphi_{o(i)} \quad (1.18)$$

де $\varphi_{o(i)}$ - коефіцієнт використання робочої площі i -тої решітки.

При діаметрі отворів ножових решіток $\varnothing 20...25$ мм $\varphi_{o(i)} = 0,7...0,8$; $\varnothing 12...16$ мм $\varphi_{o(i)} = 0,6...0,7$; $\varnothing 2...5$ мм $\varphi_{o(i)} = 0,5...0,6$.

Кількість отворів у кожній решітці визначається за формулою

$$z_{o(i)} = \frac{(D_3^2 - D_6^2) \cdot \varphi_{o(i)}}{d_{o(i)}^2} \quad (1.19)$$

Ширина завантажувального вікна, як правило, приймається рівною зовнішньому діаметру шнека

$$B_6 = D_3 \quad (1.20)$$

Довжина завантажувального вікна повинна бути не меншою, ніж крок шнека у зоні завантаження і може бути визначена за виразом

$$L_6 \geq S_{ош} = (2...3)M \quad (1.21)$$

Довжина шнека розраховується за формулою

$$L_{ш} = S_{ош} \cdot K_2 + S_{нш} \cdot K_3 + S_{ср} \cdot K_4 \quad (1.22)$$

де K_2 - коефіцієнт, враховуючий перекриття завантажувального вікна;

K_3 - коефіцієнт, що враховує кратність транспортування сировини в зоні ущільнення;

K_4 - коефіцієнт, що враховує кратність транспортування сировини по перехідній ділянці;

$S_{ср}$ - середній крок шнека, м.

Значення означених коефіцієнтів приймаються у наступних межах: $K_2=1,1...2,0$; $K_3=1,3...2,5$; $K_4=1,28...2,5$.

Середній крок шнека визначається за формулою

$$S_{ср} = \sqrt{S_{ош}^2 + S_{нш}^2 - S_{ош} \cdot S_{нш}} \quad (1.23)$$

При розрахунку довжини шнека слід пам'ятати, що його надмірна довжина веде до додаткових енерговитрат, підвищення вартості подрібнювача, а зменшення довжини шнека приводить до порушення процесу подрібнювання по причині зниження транспортуючої спроможності шнека.

Потужність потрібна на функціонування вовчка складається з суми трьох головних складових: потужність потрібна на подрібнення продукту, на подолання тертя у ріжучому механізмі і на просування продукту та на подолання тертя шнека з продуктом.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \quad (1.24)$$

де P_1 - потужність потрібна на подрібнення продукту, Вт;

P_2 - потужність на подолання тертя у ріжучому механізмі, Вт;

P_3 - потужність потрібна на просування продукту та на подолання тертя продукту зі шнеком, Вт.

$$P_1 = \frac{1}{60} A_n (\psi_1 + 2\psi_2 + \psi_3) n_n \cdot a \cdot Z \quad (1.25)$$

де ψ_1, ψ_2, ψ_3 - коефіцієнт використання площі приймальної, проміжної та вихідної ножової решітки;

n_n - частота обертання ножів, об/хв;

a - питомі витрати енергії на перерізання продукту, Дж/м²;

Z - кількість лез на кожному з ножів, $Z = 2 \dots 4$.

Значення питомих витрат енергії на перерізання продукту приймається у межах $a = (2,5 \dots 3,5) 10^3$ Дж/м².

$$P_2 = \frac{1}{60} \pi \cdot F_z \cdot n_n \cdot f \cdot K_n (r_{\max} + r_{\min}) \quad (1.26)$$

де F_z - зусилля затягу ріжучого механізму, Н;

f - коефіцієнт тертя ковзання ножа по решітці;

K_n - кількість площин різання.

Коефіцієнт тертя ковзання ножа по решітці у присутності продукту, що подрібнюється приймається $f = 0,1$.

$$F_z = p \cdot A \cdot Z \quad (1.27)$$

де p - середній тиск на поверхні контакту ножа та решітки, Па;

A - площа контакту леза ножа та решітки, м².

$$A = b \cdot (r_3 - r_6) Z_i \quad (1.28)$$

де b - ширина площини контакту леза та решітки, м $b = 1,5 \cdot 10^{-3}$;

r_3, r_6 - зовнішній та внутрішній радіуси ножа, м.

При розрахунках приймають $p = (2 \dots 3) 10^6$ Па, $b = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, зовнішній та внутрішній радіуси ножа рівними відповідним радіусам шнека.

$$P_3 = \frac{\pi^2 \cdot n_{ш}}{90} p_0 \cdot \gamma [(r_3^3 - r_6^3) \cdot f_1 + 0,24 \cdot S_{cp} \cdot (r_3^2 - r_6^2)] \quad (1.29)$$

де p_o - тиск за останнім витком шнека, Па, $P_o=3,0 \cdot 10^5 \dots 5,0 \cdot 10^5$;

γ - кількість витків шнека,

f_1 - коефіцієнт тертя продукту по шнеку.

При розрахунках приймається значення тиску $p_o = (3 \dots 5) 10^5$ Па; число витків $\gamma = 6$ (оптимальна кількість витків шнека з точки зору вартості та якості транспортування продукту) і $f_1 = 0,3$;

Потрібна потужність електродвигуна дорівнює

$$P_{ed} = P / \eta \quad (1.30)$$

де η - загальний ККД передач привода, $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

Для привода вовчка, як правило, застосовують асинхронні трьохфазні електродвигуни з короткозамкненим ротором і синхронною частотою обертання **1000...1500** об/хв.

Після вибору електродвигуна визначається загальне передаточне відношення привода

$$U = n_{ed} / n_{ш} \quad (1.31)$$

де n_{ed} - номінальна частота обертання електродвигуна, об/хв.;

$n_{ш}$ - частота обертання шнека, об/хв.

В більшості конструкцій вовчків вітчизняного та закордонного виробництва з однаковою частотою обертання шнека і ножового пристрою привод складається з двох ступіней – клинопасової і зубчастої передачі.

Якщо ж частота обертання шнека і ножів повинна бути різною, то кількість варіантів компоновання привода зростає. Наприклад для роздільного привода шнека і ножів від одного електродвигуна привод вовчка К6-ФВП-160 має два клинопасових контури, що забезпечують частоту обертання подавального шнека **205** об/хв., а ножів **500** об/хв.

Застосування схеми з двома джерелами енергії (див. рисунок 1) спрощує механічну частину привода.

Доцільно застосовувати в приводі вовчка мотор-редуктори, що збільшує ступінь уніфікації частин привода, поліпшує дизайн. Після вибору мотор-редуктора слід уточнити частоту обертання шнека та ножів, перевірити відповідність технологічних параметрів машини параметрам технічного завдання на проектування. Якщо відхилення не перевищує 5%, то результат вважають задовільним.

1.2 Розрахунок фаршозмішувача

Вихідними даними для розрахунку технологічних параметрів фаршозмішувача служать: кількість сировини, що переробляється за даний період часу m , кг; технологічний час роботи машини t_p , год.; час змішування за один цикл $t_{зм}$, год.

Продуктивність фаршозмішувача визначається за формулою:

$$Q = m_p / t_u \quad (1.32)$$

де m_p - разове завантаження сировини, кг

t_u - час повного циклу, год.

$$t_u = t_z + t_{zm} + t_e \quad (1.33)$$

де t_z - час завантаження, год.;

t_{zm} - час змішування, год.;

t_e - час вивантаження, год.

Необхідна кількість повторних завантажень (кратність обробки):

$$z = t_p / t_u \quad (1.34)$$

Разове завантаження сировини визначається за формулою

$$m_p = m / z \quad (1.35)$$

Вихідними даними для конструкторських розрахунків фаршозмішувача служать: разове завантаження сировини m , кг; довжина діжі L , м (приймається відповідно до машин прототипів).

Геометричні параметри діжі можна виразити через об'єм фаршу, який потрібно змішати

$$V_{zm} = H_1 \cdot B \cdot L, \quad (1.36)$$

де V_{zm} - об'єм, який займає фарш, м³;

H_1 - висота шару фаршу, м;

B - ширина діжі, м

L - довжина діжі, м.

Об'єм, що займає фарш, можна визначити за формулою:

$$V_{zm} = \frac{m_p}{\rho_{см}} \quad (1.37)$$

де $\rho_{см}$ - щільність суміші, кг/м³

Геометричні параметри діжі можна виразити через діаметр шнека:

Технологічний час роботи машини $t_p = 0,4$ год.

$$H_1 = D + \Delta_1, \quad (1.38)$$

де Δ_1 - зазор між місильним органом і дном діжі, м.

$$B = 2D + 3\Delta_2, \quad (1.39)$$

де Δ_2 - зазор між робочими органами і торцевою стінкою діжі, м.

Як правило, зазори між робочими органами, стінками та дном діжі повинні бути мінімальними і приймаються $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta = 0,003 \dots 0,005$ м

Підставляючи вирази (1.38) і (1.39) у рівняння (1.36) одержуємо:

$$V = (D + \Delta)(2D + 3\Delta)L \quad (1.40)$$

Підставляючи в рівняння (1.40) відомі значення V , L , Δ і вирішуючи одержане квадратне рівняння визначаємо діаметр шнека.

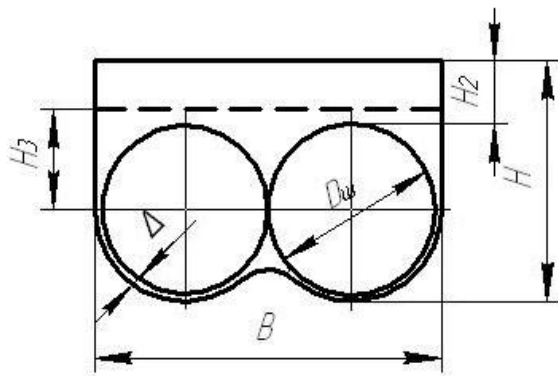


Рисунок 1.2 – Переріз діжі

Діаметр шнека узгоджується з нормальним рядом чисел, або ж приймається відповідно до діаметра робочого органа машини прототипу.

Підставивши значення діаметра місильного органа у вирази (1.38) і (1.39) визначаються значення H_1 і B :

Висота діжі визначається за формулою:

$$H = H_1 + H_2 \quad (1.41)$$

де H_2 - зазор між шнеками і нижньою решіткою кришки, мм.

Розмір H_2 приймається у межах **100...200** мм

В зв'язку з тим, що поперечний переріз діжі фаршозмішувача має переріз, зображений на рисунку 1.2, остаточно розраховують його робочий об'єм:

$$V_p = \left[\frac{0,85\pi \cdot D_{ш}^2}{4} + H_3 \cdot B \right] L \quad (1.42)$$

Визначений робочий об'єм діжі узгоджують з розрахунковим завантаженням фаршозмішувача

До основних параметрів шнека відносяться: осьова швидкість переміщення шнека, крок шнека.

Ці параметри зв'язані між собою залежністю:

$$v_{oc} = S_{ш} \cdot n_{ш} \quad (1.43)$$

де v_{oc} - осьова швидкість переміщення шнека, м/хв.;

$S_{ш}$ - крок шнека, м;

$n_{ш}$ - частота обертання шнека, об/хв.

Частота обертання шнека, об/хв. визначається з виразу:

$$n_{ш} = 30 \cdot \omega_{ш} / \pi, \quad (1.44)$$

де $\omega_{ш}$ - кутова швидкість шнека, рад/с.

$$\omega_{ш} = \sqrt{2g/D}, \quad (1.45)$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с².

Прийнявши значення осової швидкості переміщення шнека у межах **20...25** м/хв. з виразу (1.43) визначається крок шнека:

$$S_{ш} = v_{oc} / n_{ш} \quad (1.46)$$

Якщо крок шнека не постійний, тобто $S_1 \neq S_2$, то необхідно знайти різницю в кроці шнека, яка визначається за формулою:

$$S_1 - S_2 = K \cdot L_q, \quad (1.47)$$

де K - коефіцієнт кратності,

L_q - довжина частки фаршу, мм;

Знайшовши різницю в кроках шнека, визначаються їх значення:

$$S_2 = S_{ш} \quad S_1 = S_2 + K \cdot L_q \quad S_3 = S_2 - K \cdot L_q$$

Необхідна потужність електродвигуна визначається по потужності, необхідній для перемішування фаршу за формулою:

$$P_{ед} = \frac{T \cdot \omega}{\eta_{заг}} \cdot Z, \quad (1.48)$$

де T - момент на приводному валу кожного перемішувача, Н·м;

ω - кутова швидкість вала перемішувача, рад/с;

$\eta_{заг}$ - загальний коефіцієнт корисної дії привода;

Z - число перемішуючих органів, що одночасно приводяться в дію.

Експериментально встановлено, що для перемішування ковбасного фаршу масою **100** кг (повне навантаження на один робочий орган перемішувача) потрібен обертаючий момент $T = 45$ Н·м.

Загальний ККД привода залежить від кінематичної схеми привода, при компонуванні: електродвигун – клинопасова передача – зубчасті передачі – муфти – робочі органи, загальний ККД визначиться з виразу:

$$\eta_{заг} = \eta_{кп} \cdot \eta_z^2 \cdot \eta_{пп}^4 \cdot \eta_m^2 \cdot \eta_c^2 \quad (1.49)$$

де $\eta_{кп}$ - ККД клинопасової передачі;

η_z - ККД зубчастої передачі;

$\eta_{пп}$ - ККД пари підшипників;

η_m - ККД з'єднувальної муфти

η_c - ККД сальникових ущільнень

Фаршозмішувач працює у повторно-короткочасному режимі, часто його пуск здійснюють при повній діжі, тому рекомендують вибирати електродвигун з підвищеним пусковим моментом.

1.3 Інженерний розрахунок ковбасного шприца

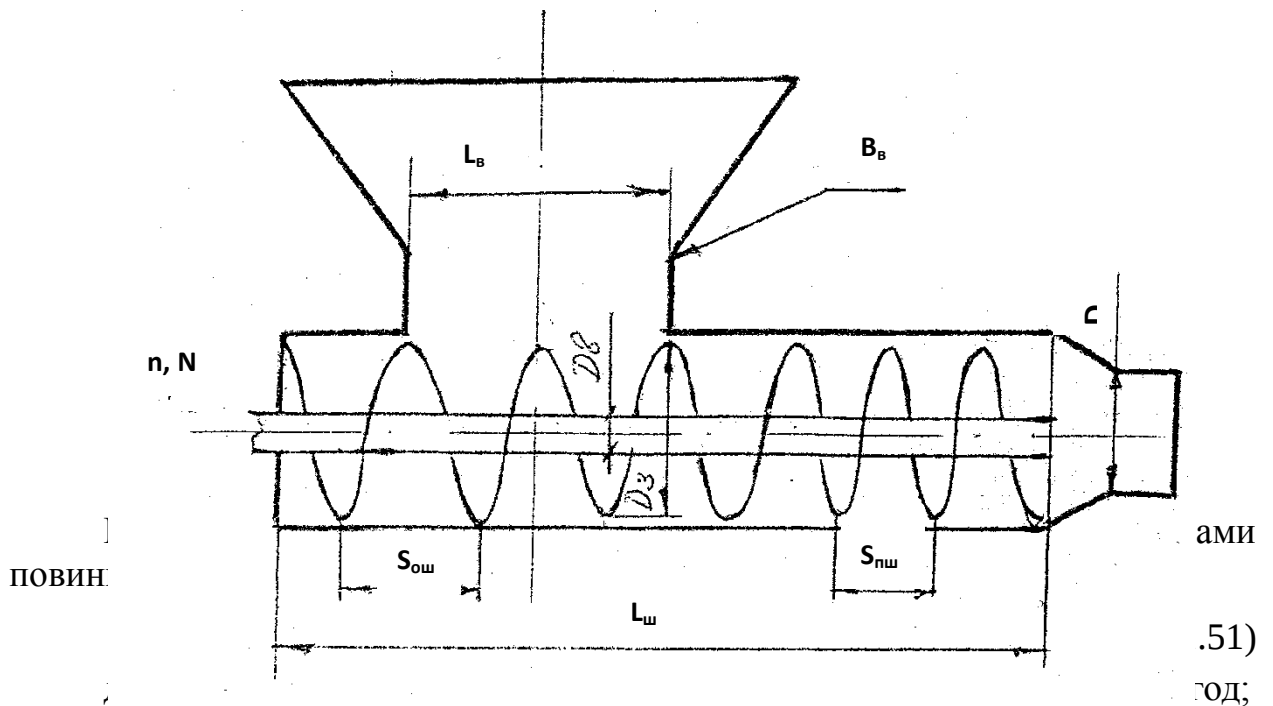
Технологічна продуктивність шприца визначається за формулою:

$$Q_M = \frac{m}{\tau_{3M} \cdot \mathbf{z}_{3M}} \quad (1.50)$$

де m - маса сировини, яку потрібно переробити, кг;

τ_{3M} - час роботи машини за зміну, год.;

Z_{3M} - кількість змін роботи машини.



Q_1 - пропускна спроможність завантажувального вікна, кг/год;

Q_2 - пропускна спроможність шнека в зоні завантаження, кг/год;

Q_3 - пропускна з спроможність шнека в зоні пресування, кг/год;

Q_4 - пропускна спроможність вихідного отвору, кг/год.

Пропускна спроможність шнека в зоні завантаження (найбільш відповідальна ділянка шнека) знаходиться за виразом:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_6^2)}{4} \cdot 60 \cdot \rho \cdot S_{ou} \cdot n_{ui} \quad (1.52)$$

де D_3, D_6 - відповідно, зовнішній діаметр шнека та діаметр вала, м;

ρ - густина сировини, кг/м³;

n - частота обертання вала, хв^{-1} .

S_{out} - крок шнека у зоні завантаження, м.

Визначаємо крок S_{out} , виходячи з оптимального використання корисної площі перерізу шнека

$$S_{out} = \rho \cdot K_A \quad (1.53)$$

де K_A - коефіцієнт використаної площі, $K_A = (8...10)10^{-5}$.

Діаметр вала знаходиться за формулою

$$D_6 = \frac{S_{oui}}{\pi \cdot \cos \alpha} \quad (1.54)$$

де α - кут нахилу витка шнека у зоні завантаження, $\alpha = 30^\circ$.

Зовнішній діаметр шнека визначається за формулою

Технологічним завданням шприца є подача ущільненого фаршу в оболонку. Ущільнення досягається зменшенням кроку шнека у зоні пресування.

Крок шнека у зоні пресування визначається за виразом

$$S_{nuu} = S_{oui} / k_1 \quad (1.55)$$

де k_1 - коефіцієнт ущільнення фаршу.

Довжина шнека розраховується за формулою

$$L_{uu} = S_{oui} \cdot K_2 + S_{nuu} \cdot K_3 + S_{cp} \cdot K_4 \quad (1.56)$$

де K_2 - коефіцієнт, враховуючий перекриття завантажувального вікна;

K_3 - коефіцієнт кратності транспортування сировини в зоні ущільнення;

K_4 - коефіцієнт кратності транспортування у перехідній ділянці;

S_{cp} - середній крок шнека, м.

Значення означених коефіцієнтів приймаються у наступних межах:
 $K_2 = 1,3 \dots 2,0$; $K_3 = 1,8 \dots 2,5$; $K_4 = 1,3 \dots 2,5$.

Середній крок шнека у перехідній ділянці визначається за формулою

$$S_{cp} = \sqrt{S_{oui}^2 + S_{nuu}^2 - S_{oui} \cdot S_{nuu}} \quad (1.57)$$

Пропускна спроможність завантажувального вікна повинна бути

$$Q_1 = Q_M \quad (1.58)$$

Оскільки пропускна спроможність пропорційна площі перерізу ділянки, то довжину і ширину завантажувального вікна приймаємо у межах:

$$L_6 = (1,1 \dots 1,3) S_{oui} \quad (1.59)$$

$$B_6 = D_3 \quad (1.60)$$

Пропускную спроможність вихідного отвору визначаємо також з умови пропорційності площі перерізу

$$A_{6o} = A_\phi \quad (1.61)$$

де A_{6o} - площа перерізу вихідного отвору, м²;

A_ϕ - площа перерізу фаршу в зоні пресування, м².

Величини означених площ визначаються за виразами

$$A_{6o} = \frac{\pi \cdot D_{6o}^2}{4} \quad (1.62)$$

$$A_\phi = \frac{\pi (D_3^2 - D_6^2)}{4} \quad (1.63)$$

де D_{6o} - діаметр вихідного отвору, м

Після підстановки у рівняння (1.43)

$$\frac{\pi \cdot D_{\text{вo}}^2}{4} = \frac{\pi (D_3^2 - D_6^2)}{4}$$

Одержимо значення діаметра вихідного отвору

$$D_{\text{вo}} = \sqrt{D_3^2 - D_6^2} \quad (1.64)$$

Потужність, кВт, яка необхідна для виконання роботи

$$P_p = M \cdot \omega \cdot 10^{-3} \quad (1.65)$$

де M - момент опору сировини, Н·м.

ω - кутова швидкість обертання шнека, рад/с

$$M = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot p \cdot f (R_3^3 - R_6^3) \quad (1.66)$$

де R_3 і R_6 - зовнішній і внутрішній радіуси шнека;

p - тиск на виході зі шприця, Па;

f - коефіцієнт тертя між продуктом і шнеком.

Для даного розрахунку приймається $p = (3...4)10^5$ Па, $f = 0,3...0,4$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{ш}}}{30}, \quad (1.67)$$

де $n_{\text{ш}}$ - частота обертання шнека, хв⁻¹.

Потужність електродвигуна з урахуванням ККД привода

$$P_{\text{ед}} = \frac{P_p}{\eta} \quad (1.68)$$

де η - загальний ККД привода, $\eta = 0,75...0,9$.

Привод шнекових ковбасних шприців, як правило, складається з електродвигуна, клинопасової передачі і редуктора.

Можна рекомендувати для привода мотор-редуктор, це підвищує надійність роботи машини та поліпшує дизайн.

Після вибору мотор-редуктора необхідно уточнити частоту обертання шнека і перевірити на скільки змінилися технологічні параметри машини в порівнянні з розрахованими. Якщо відхилення не перевищує 5%, то результат вважають задовільним.

Якщо відхилення ж складають більш ніж 5%, необхідно розрахувати і узгоджувальну передачу з відповідним передаточним відношенням.

РОЗДІЛ 2

Інженерні розрахунки обладнання для виробництва молочної продукції

2.1 Розрахунок параметрів сепаратора-вершковідокремлювача

Продуктивність сепаратора ($\text{м}^3/\text{с}$) визначається за формулою

$$P = 10^{-6} \cdot \pi \cdot \beta \cdot \omega^2 \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (R_o^3 - R_m^3) \cdot d^2 \cdot \left(\frac{\rho - \rho_o}{4\mu_{\text{мол}}} \right), \quad (2.1)$$

де β - поправочний коефіцієнт, що враховує різницю між теоретичним і реальним процесом ($\beta = 0,2..0,5$);

z - число тарілок сепаратора ($z = 130..150$) шт;

α - кут нахилу твірної конуса тарілки ($\alpha = 45..60^\circ$);

d - еквівалентний діаметр частки легкої фракції (жирових кульок), м;

ρ_o і ρ - щільність вершків і молока, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ - динамічна в'язкість продукту, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

При розрахунку приймаються наступні значення: $\rho_o = 960..1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;
 $\rho = 1000..1030 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\mu_{\text{верш}} = (1,5..5,6) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\mu_{\text{нах}} = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
 $\mu_{\text{мол}} = (0,6..1,3) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Розмір жирових кульок, мм

$$d = \frac{m}{0,04} + 0,5 \quad (2.2)$$

де m - масова доля жиру в знежиреному молоці ($m = 0,01\%$).

Час безперервної роботи сепаратора між розвантаженнями, год.

$$\tau = \frac{0,1 \cdot V}{P \cdot \alpha}, \quad (2.3)$$

де V - об'єм шлакового простору, м^3 ;

α - об'єм концентрації зважених часток в продукті, % ($\alpha = 0,3\%$).

Критична кутова швидкість вала, тобто швидкість, при якій виникає загроза резонансного руйнування вала, $\text{рад}/\text{с}$

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{l}{l - c} \sqrt{\frac{F_o}{m_\phi}} \quad (2.4)$$

де l - відстань між верхнім і нижнім підшипником, м;

c - відстань від верхнього підшипника до центру тяжіння, м;

F_o - сила, що викликає прогин вала на одиницю довжини, $\text{Н}/\text{м}$;

m_ϕ - маса барабана, кг .

Силу, що викликає прогин вала з жорстко зачепленим (без амортизатора) верхнім радіальним підшипником на одиницю його довжини можна визначити з виразу

$$F_o = \frac{3E \cdot I}{c^2 (c + l)} \quad (2.5)$$

де E - модуль пружності матеріалу вала, для сталі $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²;
 I - момент інерції перерізу вертикального вала, м⁴

$$I = 0,05 \cdot d_g^4 \quad (2.6)$$

де d_g - діаметр вала, м, $d_g = 0,040 \dots 0,050$ м.
 Тиск рідини, що виходить з сепаратора, Па

$$p = \frac{\rho_{nax}}{50000} (R_o^2 - r_k^2) \quad (2.7)$$

де p - тиск рідини на виході, Па;

R_o - максимальний діаметр диска, м;

r_k - внутрішній радіус кільця рідини, $r_k = 0,015$;

ρ_{nax} - щільність знежиреного молока (пахти), $\rho_{nax} = 1030$ кг/м³.

Потужність електродвигуна сепаратора, що працює у сталому режимі, кВт

$$P = 1,2 \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta_{np}} \quad (2.8)$$

де η_{np} - загальний ККД привода $\eta_{np} = 0,9 \dots 0,95$

Потужність, що витрачається для створення надлишкового тиску рідини, що викидається з сепаратора, P_1 , кВт

$$P_1 = \frac{\Pi \cdot p}{1000 \cdot \eta_{nd}} \quad (2.9)$$

де η_{nd} - ККД напірного диска, $\eta_{nd} = 0,3$;

p - тиск рідини на виході, Па; $p = (2 \dots 2,5) \cdot 10^5$ Па.

Потужність, необхідна на подолання сил тертя барабана об повітря P_2 , кВт

$$P_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} \rho_n \cdot A \cdot v_o^3 \quad (2.10)$$

де ρ_n - щільність повітря, кг/м³; $\rho_n = 1,23$ кг/м³;

A - загальна площа поверхні тертя барабана, м²;

v_o - окружна швидкість барабана, м/с.

Загальна площа поверхні тертя барабана, м²

$$A \approx \frac{\pi (R_o^2 - R_m^2)}{\cos \alpha} + 0,4 \cdot 10^{-3} R_o \cdot z \quad (2.11)$$

Окружна швидкість барабана, м/с

$$v_o = \pi \cdot n \cdot R_o / 30 \quad (2.12)$$

де n - частота обертання барабана, об/хв, $n = 30 \cdot \omega / \pi$

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя в підшипниках P_3 , кВт

$$P_3 = 10^{-3} \cdot \mu \cdot m \cdot g \cdot v_o \quad (2.13)$$

де μ - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення $\mu = 0,03$;

m - маса частин сепаратора, що обертаються, з рідиною, яку сепарують, кг;

v_e - лінійна (окружна) швидкість обертання вала, м/с.

$$v_e = \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot d_e \cdot n \quad (2.14)$$

d_e - діаметр вала сепаратора

Приводний механізм більшості конструкцій сепараторів включає в себе зубчасто-гвинтову передачу, яка одержує рух безпосередньо від фланцевого електродвигуна або через клинопову передачу. Для полегшення розгону барабана використовують відцентрову муфту.

2.2 Технологічний розрахунок параметрів пластинчатої пастеризаційно-охолоджувальної установки

Задача розрахунку: Розрахувати комбіновану пластинчасту установку для пастеризації і охолодження молока, яка складається з чотирьох секцій (рисунок 2.1): I - рекуперація теплоти; II - пастеризація молока; III - охолодження молока; IV - охолодження молока крижаною водою (розсолем).

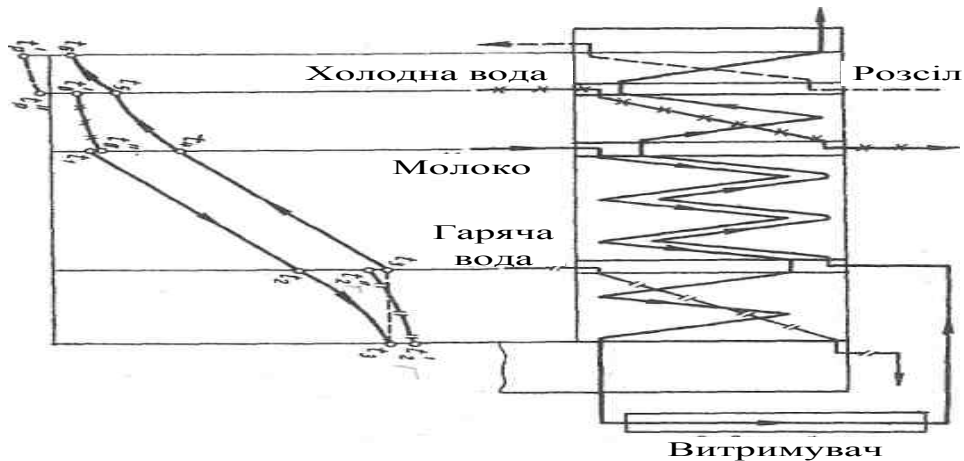


Рисунок 2.1 – Схема теплообмінної установки і графік зміни температури по секціях

Визначення температурних умов по секціях установки

Секція рекуперації теплоти

Температура сирого молока у кінці секції рекуперації теплоти (при вході в секцію пастеризації), °С

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1) \cdot \varepsilon, \quad (2.15)$$

де t_1 - початкова температура молока, °С;

t_2 - температура молока у кінці секції рекуперації, °С;

t_3 - температура пастеризації, °С;

ε - коефіцієнт рекуперації теплоти;

Температура пастеризованого молока після секції рекуперації теплоти (на вході в секцію охолодження водою), °С

$$t_4 = t_1 + (t_3 - t_2). \quad (2.16)$$

Середній температурний напір в секції рекуперації при характерній для неї постійній різниці температур, °С

$$\overline{\Delta t}_{рек} = t_3 - t_2. \quad (2.17)$$

Температура молока після секції водяного охолодження, °C

$$t_5 = t'_e + 2. \quad (2.18)$$

де t'_e - початкова температура холодної води, °C

Симплекс характеристик умов подібності температурних режимів

$$S_{рек} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_{рек}}, \quad (2.19)$$

Секція пастеризації

Температура гарячої води при виході з секції пастеризації молока (з умови балансу теплоти),

$$t''_2 = t'_2 - \frac{c_m}{c_2 \cdot n_2} (t_3 - t_2), \quad (2.20)$$

де t'_2 - початкова температура гарячої води, °C;

c_m - середня питома теплоємність молока, кДж/(кг °C);

c_2 - питома теплоємність гарячої води, кДж/(кг °K);

n_2 - кратність повторів гарячої води.

Більша і менша різниця температур між теплоносіями на кінцях секції пастеризації, °C

$$\Delta t^n_{\theta} = t''_2 - t_2 \quad (2.21)$$

$$\Delta t^n_m = t'_2 - t_3 \quad (2.22)$$

Середній температурний напір в секції пастеризації, °C

$$\overline{\Delta t}_{nac} = \frac{\Delta t^n_{\theta} - \Delta t^n_m}{2,3 \lg(\Delta t^n_{\theta} / \Delta t^n_m)} \quad (2.23)$$

Перевірити середній температурний напір в секції пастеризації по номограмі на рисунку 2.2.

Симплекс $S_{нап}$, що характеризує умови подібності температурних режимів пастеризації

$$S_{nac} = \frac{t_3 - t_2}{\Delta t_{nac}} \quad (2.24)$$

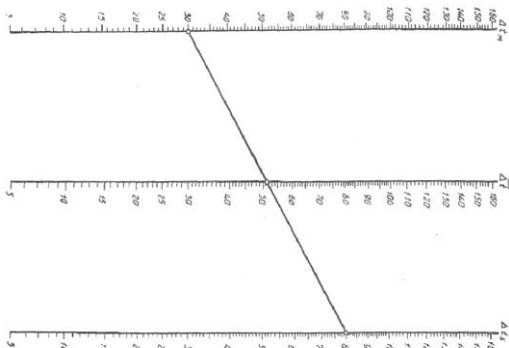
Секція охолодження водою

Температура холодної води, що виходить з водяної секції, °C

$$t''_e = t'_e + \frac{c_m}{c_e \cdot n_e} (t_4 - t_5) \quad (2.25)$$

Більша і менша різниця температур між теплоносіями на кінцях секції охолодження водою, °C

$$\Delta t^n_e = t_4 - t''_e \quad (2.26)$$



$$\Delta t_m^e = t_5 - t_6' \quad (2.27)$$

Рисунок 2.2 – Номограма визначення $\Delta \bar{t}$

Середній температурний напір (рушійна сила) секції охолодження водою

$$\bar{\Delta t}_e = \frac{\Delta t_o^e - \Delta t_m^e}{2,3 \lg(\Delta t_o^e / \Delta t_m^e)} \quad (2.28)$$

Симплекс S_a умов подібності температурних режимів охолодження

$$S_e = \frac{t_4 - t_5}{\bar{\Delta t}_e} \quad (2.29)$$

Секція охолодження крижаною водою

Температура крижаної води (розсолу) на виході установки, °С

$$t_{л}'' = t_{л}' + \frac{c_m}{c_{л} \cdot n_{л}} (t_5 - t_6), \quad (2.30)$$

де $t_{л}''$ - температура крижаної води при виході, °С;

$t_{л}'$ - температура крижаної води на вході в секцію, $t_{л}' = -5...0$;

$c_{л}$ - теплоємність крижаної води (розсолу), кДж/(кг °К);

$n_{л}$ - кратність повторів крижаної води.

Більша і менша різниця температур між теплоносіями на кінцях секції охолодження крижаною водою (розсолу)

$$\Delta t_o^o = t_5 - t_{л}'' \quad (2.31)$$

$$\Delta t_m^o = t_6 - t_{л}' \quad (2.32)$$

Середній температурний напір $\bar{\Delta t}_l$ в секції охолодження молока крижаною водою °С,

$$\bar{\Delta t}_l = \frac{\Delta t_o^o - \Delta t_m^o}{2,3 \lg(\Delta t_o^o / \Delta t_m^o)} \quad (2.33)$$

Симплекс S_l , який характеризує умови подібності температурних режимів секції охолодження крижаною водою

$$S_l = \frac{t_5 - t_6}{\bar{\Delta t}_l} \quad (2.34)$$

Відношення робочих поверхонь і допустимі гідравлічні опори по секціях

Вибираємо орієнтовно значення коефіцієнтів теплопередачі по секціях:

секція рекуперації $k_{pek} = 2900$ Вт/(м² · °С)

секція пастеризації $k_n = 2900$ Вт/(м² · °С)

секція водяного охолодження $k_e = 2520$ Вт/(м² · °С)

секція крижаної води $k_l = 2100$ Вт/(м² · °С)

Знаходимо відношення площ робочих поверхонь секцій

$$F_{рек} : F_{II} : F_{\epsilon} : F_{л} = \frac{S_{рек}}{k_{рек}} : \frac{S_n}{k_n} : \frac{S_{\epsilon}}{k_{\epsilon}} : \frac{S_{л}}{k_{л}}, \quad (2.35)$$

де $F_{рек}, F_n, F_{\epsilon}, F_{л}$ - площі робочих поверхонь секцій;

$S_{рек}, S_n, S_{\epsilon}, S_{л}$ - симплекси умов подібності температурних режимів;

$k_{рек}, k_n, k_{\epsilon}, k_{л}$ - коефіцієнти теплопередачі по секціях, Вт/(м²·°C).

Приймаючи менше із відношень правої частини за одиницю і допускаючи невеликі округлення, знаходимо відношення площ робочих поверхонь секцій.

Розрахунок проводимо послідовним діленням числових значень відношень правої частини на найменше з них.

Наприклад:

$$\frac{S_{рек}}{k_{рек}} : \frac{S_n}{k_n} : \frac{S_{\epsilon}}{k_{\epsilon}} : \frac{S_{л}}{k_{л}} = 0,0023 : 0,00036 : 0,00073 : 0,0027$$

Найменше значення серед наведених має $\frac{S_n}{k_n} = 0,00036$, тоді:

$$F_{рек} : F_n : F_{\epsilon} : F_{л} = \frac{0,0023}{0,00036} : \frac{0,00036}{0,00036} : \frac{0,00073}{0,00036} : \frac{0,0027}{0,00036}$$

Після ділення одержимо:

$$F_{рек} : F_n : F_{\epsilon} : F_{л} = 6,4 : 1,0 : 2,0 : 7,5 \quad (2.36)$$

Знаходимо розподіл допустимих гідравлічних опорів, який дорівнює розподілу площ робочих поверхонь

$$\Delta\rho_{рек} : \Delta\rho_n : \Delta\rho_{\epsilon} : \Delta\rho_{л} = F_{рек} : F_n : F_{\epsilon} : F_{л}, \quad (2.37)$$

Допустимий гідравлічний опір при подібних розрахунках приймається в межах $\Delta\rho = (4...5) \cdot 10^5$ Па.

Враховуючи, що через секцію рекуперації молоко проходить двічі, можна записати:

$$2\Delta\rho_{рек} : \Delta\rho_n : \Delta\rho_{\epsilon} : \Delta\rho_{л} + \Delta\rho_{Tp} = 4 \cdot 10^5, \quad (2.38)$$

де $\Delta\rho_{Tp}$ - гідравлічний опір в трубопроводах і арматурі, орієнтовно можна прийняти $\Delta\rho_{Tp} = 5000$ Па.

Замінімо символи тисків у виразі (2.38) на їх цифрові значення згідно виражень (2.36) і (2.37) (див. наведений вище приклад) і знайдемо значення однієї частини тиску

$$2 \cdot 6,4 + 1,0 + 2,0 + 7,5 = 4 \cdot 10^5 - 5000 = 395 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$23,3 = 395 \cdot 10^3$$

$$1 \text{ частина} = \frac{395 \cdot 10^3}{23,3} = 17 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Чисельні значення гідравлічних опорів в секціях апарату.

$$\Delta \rho_{рек} = 6,4 \cdot 17 \cdot 10^3 = 108 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$\Delta \rho_n = 1,0 \cdot 17 \cdot 10^3 = 17 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$\Delta \rho_в = 2,0 \cdot 17 \cdot 10^3 = 34 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$\Delta \rho_л = 7,5 \cdot 17 \cdot 10^3 = 127 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

Проведемо перевірочний розрахунок за виразом (2.38)

$$2 \cdot 108 \cdot 10^3 + 17 \cdot 10^3 + 34 \cdot 10^3 + 127 \cdot 10^3 = 395 \cdot 10^3$$

Розрахунки виконані правильно.

Максимально допустимі швидкості в каналах пластин і секціях

Визначимо середню температуру стінки, °C:

- в секції рекуперації

$$\bar{t}_{ст.рек} = \frac{t_1 + t_2 + t_2'' + t_4}{4} \quad (2.39)$$

- в секції пастеризації

$$\bar{t}_{ст.п} = \frac{t_2 + t_3 + t_2' + t_2''}{4} \quad (2.40)$$

- в секції водяного охолодження

$$\bar{t}_{ст.в} = \frac{t_4 + t_5 + t_6' + t_6''}{4} \quad (2.41)$$

- в секції охолодження крижаною водою

$$\bar{t}_{ст.л} = \frac{t_5 + t_6 + t_л' + t_л''}{4} \quad (2.42)$$

Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі молока α_m Вт/(м²·°C); коефіцієнти загального гідравлічного опору: в секції рекуперації $\xi_p = 1,6$, секції пастеризації $\xi_n = 1,4$, водяного охолодження $\xi_в = 1,95$, секції охолодження крижаною водою $\xi_л = 2,2$.

Максимально допустимі швидкості руху молока, м/с:

- в секції рекуперації

$$\omega_p = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_m \cdot \left(t_{ст.п} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \cdot \Delta \rho_p}{c_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_m^2 \cdot \xi_p}} \quad (2.43)$$

- в секції пастеризації

$$\omega_n = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_m \cdot \left(t_{ст.п} - \frac{t_2 + t_3}{2} \right) \cdot \Delta \rho_n}{c_m \cdot (t_3 - t_2) \cdot \rho_m^2 \cdot \xi_n}} \quad (2.44)$$

- в секції водяного охолодження

$$\omega_{\text{г}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{a_{\text{м}} \cdot \left(\frac{t_4 + t_5}{2} - t_{\text{см.г}} \right) \cdot \Delta \rho_{\text{г}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_4 - t_5) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{г}}}} \quad (2.45)$$

- в секції охолодження крижаною водою

$$\omega_{\text{л}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{a_{\text{м}} \cdot \left(\frac{t_5 + t_6}{2} - t_{\text{см.л}} \right) \cdot \Delta \rho_{\text{л}}}{c_{\text{м}} \cdot (t_5 - t_6) \cdot \rho_{\text{м}}^2 \cdot \xi_{\text{л}}}} \quad (2.46)$$

Одержані значення швидкості для секцій повинні співпадати. Значна їх розбіжність свідчить про помилку в обчисленнях або неправильному розподілі допустимих гідравлічних опорів.

Середнє значення максимально допустимої швидкості молока, м/с.

$$\omega_{\text{м}} = \frac{\omega_{\text{р}} + \omega_{\text{п}} + \omega_{\text{г}} + \omega_{\text{л}}}{4} \quad (2.47)$$

Швидкість холодної води, м/с.

$$\omega_{\text{г}} = \omega_{\text{м}} \quad (2.48)$$

Швидкість циркулюючої гарячої води і крижаної води, м/с.

$$\omega_{\text{л}} = \omega_{\text{м}} = 2\omega_{\text{г}} \quad (2.49)$$

Об'ємна продуктивність апарата, м³/с

$$V = G / \rho_{\text{м}} \quad (2.50)$$

G - масова продуктивність, кг/с

Число каналів в пакеті, шт.

$$m = \frac{V}{f_1 \cdot \omega_{\text{м}}}, \quad (2.51)$$

де **f₁** - площа поперечного перетину одного каналу, м² (таблиця 2.1).

Одержане значення **m** округлюється до цілого числа.

Таблиця 2.1 – Характеристики пластин типу П-2

Показник	Значення
Площа робочої поверхні F₁ , м ²	0,2
Робоча ширина b , м	0,27

Приведена висота L_n , м	0,8
Площа поперечного перерізу одного каналу f_1 , м ²	0,0008
Еквівалентний діаметр потоку d_e , м	0,0059
Товщина пластини δ , м	0,0012
Теплопровідність матеріалу пластини λ_{cm} , Вт/(м·°C)	16

Розрахунок площі поверхонь секцій, числа пластин і пакетів

Секція рекуперації теплоти

Площа робочої поверхні секції, м²

$$F_{рек} = \frac{G \cdot c_m (t_1 - t_2)}{k_{рек} \cdot \Delta \bar{t}_{рек}} \quad (2.52)$$

Число пластин в секції, шт.,

$$n_{рек} = F_{рек} / F_1, \quad (2.53)$$

де $n_{рек}$ - число пластин в секції, шт.;

F_1 - площа робочої поверхні однієї пластини, (табл.1)

Число пакетів пластин в секції

$$X_{рек} = n_{рек} / 2m, \quad (2.54)$$

де m - число каналів в пакеті (формула 2.57).

Якщо число пакетів в результаті розрахунку не буде цілим числом, то слід прийняти рішення про збільшення числа пакетів до найближчого парного цілого числа або ж про зменшення числа каналів в пакетах цієї секції.

Секція пастеризації молока

Площа робочої поверхні секції, м²

$$F_n = \frac{G \cdot c_m (t_3 - t_2)}{k_n \cdot \Delta \bar{t}_n} \quad (2.55)$$

Число пластин в секції, шт.,

$$n_n = F_n / F_1 \quad (2.56)$$

Число пакетів в секції на стороні молока, шт.

$$X_n = n_n / 2m \quad (2.57)$$

Секція охолодження водою

Площа робочої поверхні секції, м²

$$F_e = \frac{G \cdot c_m (t_4 - t_5)}{k_e \cdot \Delta \bar{t}_e} \quad (2.58)$$

Число пластин в секції, шт.,

$$n_e = F_e / F_1 \quad (2.59)$$

Число пакетів в секції, шт.,

$$X_e = n_e / 2m. \quad (2.60)$$

Секція охолодження крижаною водою

Площа робочої поверхні секції, м²

$$F_{\text{л}} = \frac{G \cdot C_{\text{м}}(t_5 - t_6)}{k_{\text{л}} \cdot \Delta t_{\text{л}}} \quad (2.61)$$

Число пластин в секції, шт.,

$$n_{\text{л}} = F_{\text{л}} / F_1 \quad (2.62)$$

Число пакетів в секції, шт.,

$$X_{\text{л}} = n_{\text{л}} / 2m \quad (2.63)$$

Для підсумкового аналізу результатів розрахунку рекомендується заповнити таблиці 2.2...2.4

Таблиця 2.2 – Температурні режими по секціях установки, °С.

t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t'_6	t''_6	t'_2	t''_2	$t'_\text{л}$	$t''_\text{л}$	$\bar{\Delta}t_{\text{рек}}$	$\bar{\Delta}t_n$	$\bar{\Delta}t_6$	$\bar{\Delta}t_\text{л}$

Таблиця 2.3 – Гідравлічний опір і швидкості руху рідини, Па, м/с.

$\Delta\rho_{\text{рек}}$	$\Delta\rho_n$	$\Delta\rho_6$	$\Delta\rho_o$	$\omega_{\text{рек}}$	ω_n	ω_6	ω_o	f_1	m

Таблиця 2.4 - Площі поверхонь секцій, число пластин і пакетів.

$F_{\text{рек}}$	$n_{\text{рек}}$	$x_{\text{рек}}$	F_n	n_n	x_n	F_6	n_6	x_6	$F_\text{л}$	$n_\text{л}$	$x_\text{л}$

2.3 Інженерний розрахунок апаратів для перемішування рідких харчових продуктів

2.3.1 Розрахунок турбінної мішалки

Основні розміри лопатей визначаються відповідно до умов і типу турбінної мішалки.

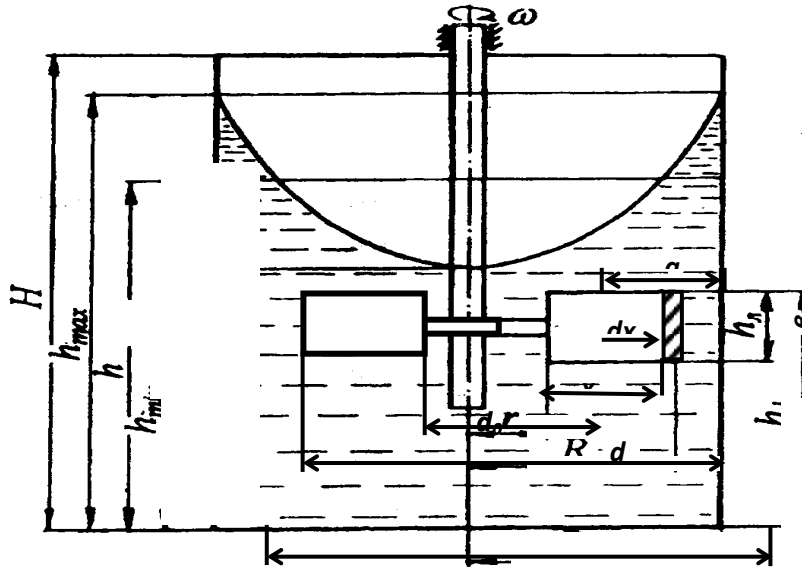


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку турбінної мішалки

Рівень рідини в апараті циліндричної форми у спокійному стані h , м

$$h = \frac{4V}{\pi \cdot D^2} \quad (2.64)$$

де V - об'єм рідини, яку потрібно перемішувати, м^3 ;

D - діаметр внутрішньої порожнини апарата.

Загальна висота апарата

$$H = h \cdot k \quad (2.65)$$

де k - коефіцієнт запасу ємності, для турбінних мішалок $k = 1,3...1,4$.

Якщо для перемішування рідини в апараті необхідно з кратністю m разів пропустити рідину через робочі органи мішалки протягом часу T , то продуктивність Q , $\text{м}^3/\text{с}$ буде складати:

$$Q = \frac{V \cdot m}{T} \quad (2.66)$$

де m - кратність обробки;

T - тривалість технологічної операції перемішування, с.

У загальному випадку тривалість перемішування визначається за виразом

$$T = t_z + t_o + t_p, \quad (2.67)$$

де t_z - час завантаження рідини в апарат, с; t_z приймають 1м^3 за 1 хв;

t_o - час обробки (власне перемішування) рідини, с; $t_o = 20...30$ хв;

t_p - час розвантаження рідини з апарата, с.

Час розвантаження рідини t_p , с визначається з виразу

$$t_p = \frac{2V}{A \cdot v}, \quad (2.68)$$

де A - площа перетину пристрою зливу, м/год.

Площа перетину зливу при діаметрі зливного патрубку d_3 дорівнює

$$A = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}. \quad (2.69)$$

Швидкість витікання рідини з ємкості при висоті H буде складати:

$$v = \mu \sqrt{2g \cdot H}, \quad (2.70)$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,7...0,9$.

Таким чином продуктивність мішалки буде становити:

$$Q = \frac{V \cdot m}{t_3 + t_o + t_p}. \quad (2.71)$$

Для визначення потужності на привод виділимо нескінченно малу елементарну площадку лопаті $df = bdx$ на відстані x від осі обертання (рисунок 4)

Цей елемент приведе у рух за секунду об'єм рідини, що дорівнює dV , м³/с

$$dV = \psi \cdot d \cdot f \cdot v_o, \quad (2.72)$$

де v_o - окружна швидкість елементарної площадки, м/с;

ψ - коефіцієнт, що враховує збільшення перетину струменя рідини по відношенню до елементарної площадки лопаті, $\psi = 1,1...2,0$.

Елементарна потужність dP (Вт), яка витрачається на приведення зазначеного об'єму рідини у рух, визначається за формулою

$$dP = \frac{dV \cdot \rho \cdot v_o^2}{2}, \quad (2.73)$$

де ρ - щільність рідини, що переміщується.

Підставляючи у формулу (2.73) $v_o = 2\pi \cdot n \cdot x$; $df = bdx$ і dV із формули (2.72), отримаємо

$$dP = \frac{\psi \cdot (2\pi)^3 \rho \cdot n^3 x^3 b dx}{2}. \quad (2.74)$$

Після інтегрування виразу (2.74) при зміні x від r_o до r та перетворень, одержимо формулу для визначення потужності на привод лопаті P , кВт

$$P = 0,0019 \cdot \psi \cdot n^3 \cdot \rho \cdot b \cdot (d^4 - d_o^4). \quad (2.75)$$

Варто врахувати, що, знайдена по формулі (2.75), потужність витрачається на обертання однієї лопаті. Для визначення потужності приводу вала турбінної мішалки, слід врахувати загальний ККД приводу η , кількість лопатей z і прийняти деякий запас потужності k_3 .

Так потужність електродвигуна приводу вала турбінної мішалки P_e , кВт:

$$P_e = \frac{P \cdot z \cdot k_3}{\eta}, \quad (2.76)$$

де k_3 - коефіцієнт запасу потужності ($k_3 = 1,1...1,2$);

η - загальний ККД привода ($\eta = 0,8...0,95$).

При нахилі лопаті мішалки на кут α , то потужність

$$P_n = P_e \cdot (\sin \alpha)^{0,25}. \quad (2.77)$$

Якщо в мішалці встановлені нерухомі перегородки, змійовики, трубки термометрів і т.п., то необхідна потужність збільшується за рахунок додаткових опорів, утворюваних цими устроями.

Так при наявності трубки манометра P_e збільшують на 20...25%, наявність перегородок збільшує потужність у 1,5...2,0 рази. Якщо ж в апараті встановлений змійовик, P_e варто збільшити в 2...3 рази.

2.3.2 Розрахунок лопатевої мішалки

Для визначення потужності на привод лопатевої мішалки розглянемо схему мішалки (рисунок 2.4) і умови перемішування.

При обертанні лопаті мішалки приводить до руху деякий об'єм рідини. Ділянки лопаті, які знаходяться на різній відстані від осі обертання, мають різні кутові швидкості, а отже в них витрачається різна кількість енергії на надання руху рідині. Розглянемо вплив на рідину елементарної площадки лопаті df на відстані x від осі обертання, у рамках котрої окружну швидкість можна вважати постійною (див. рисунок 5).

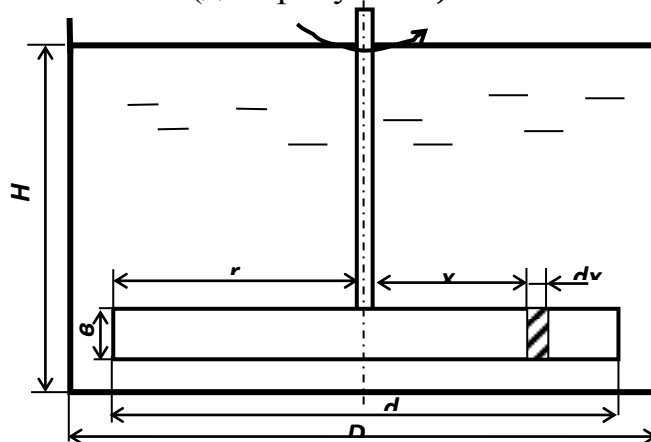


Рисунок 2.4 Розрахункова схема лопатевої мішалки.

При обертанні лопаті елементарна площадка $df = bdx$ надає рух за одну секунду елементарному об'єму рідини dV , м³/с, який дорівнює:

$$dV = \psi \cdot v \cdot df, \quad (2.78)$$

де ψ - коефіцієнт, який враховує збільшення площі перетину струменя рідини відносно розміру площадки, що залежить від значення r/b , приймається в межах $\psi = 1,1...1,4$;

r і b - радіус і висота лопаті, м;

v - окружна швидкість елементарної площадки, м/с.

Елементарна робота за секунду (елементарна потужність), яка витрачається на приведення елементарного об'єму рідини dV у рух, може бути підрахована як кінетична енергія:

$$dP = \frac{dm \cdot v^2}{2} \quad (2.79)$$

Якщо $dm = \rho \cdot dV$,

де ρ - щільність рідини, що обробляється (кг/м³), то

$$dP = \frac{dV \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad (2.80)$$

Окружна швидкість елементарної площадки v , м/с дорівнює

$$v = 2\pi \cdot n \cdot x, \quad (2.81)$$

де n - частота обертання вала мішалки, с⁻¹.

Підставляючи значення dV , v та df в (2.80) маємо

$$dP = 0,5\psi \cdot b \cdot \rho \cdot (2\pi)^3 \cdot n^3 \cdot x^3 dx \quad (2.82)$$

Інтегруючи рівняння (2.82) у межах від $x = 0$ до $x = r$, одержимо потужність необхідну на перемішування рідини лопаттю

$$P = \frac{(2\pi)^3 \psi \cdot \rho \cdot n^3 b \cdot r^4}{2 \cdot 4}. \quad (2.83)$$

Підставляючи замість $r = d/2$, після множення на z пар лопатей одержимо потрібну пускову потужність P_n , кВт

$$P_n = 0,0019 \cdot \psi \cdot n^3 \rho \cdot b \cdot d^4 \cdot z. \quad (2.84)$$

Потужність електродвигуна привода вала лопатевої мішалки

$$P_e = \frac{P_n \cdot k_z}{\eta} \quad (2.85)$$

де k_z - коефіцієнт запасу потужності ($k_z = 1,1 \dots 1,2$);

η - загальний ККД привода ($\eta = 0,8 \dots 0,95$).

Якщо в робочій порожнині апарата є нерухомі перегородки, змійовики та ін., або мішалка виконана з похилими лопатями, потужність перераховується за методикою, викладеною у розрахунку турбінної мішалки.

2.3.3 Розрахунок якірної мішалки

Основні розміри якірної мішалки визначаються з використанням наступних залежностей (див. рисунок 2.5).

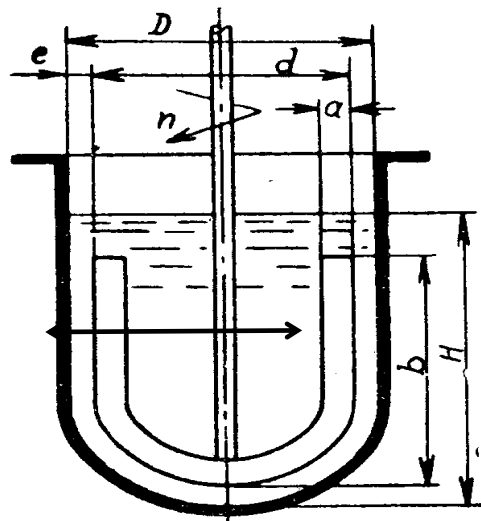


Рисунок 2.5 – Схема і основні розміри якірної мішалки

D - внутрішній діаметр апарата; d - діаметр якоря; e - зазор між якорем і стінкою; b - висота лопатей; H - висота рідини в апараті; H_a - висота апарата.

Висота рідини в апараті H і співвідношення між H і H_a , м

$$H = (1,0...1,3) \cdot D; \quad (2.86)$$

$$H/H_a = 0,75...0,85 \quad (2.87)$$

Висота апарата H_a , м

$$H_a = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2} \quad (2.88)$$

Частота обертання вала мішалки n , с^{-1}

$$n \approx (1,1...1,2) H/D \quad (2.89)$$

при окружній швидкості обертання кінців лопатей $v = 0,5...1,5$ м/с

Продуктивність якірної мішалки можна визначити за методикою розрахунку продуктивності турбінної мішалки.

Потужність P , кВт на привод вала якірної мішалки можна визначити через модифікаційний критерій Ейлера Eu для процесів перемішування:

$$P = \frac{2,5 \cdot Eu \cdot n^3 \cdot d^5 \cdot \rho}{K \sqrt{E}}, \quad (2.90)$$

де Eu - критерій Ейлера;

n - частота обертання вала мішалки, с^{-1} ;

d - діаметр якоря мішалки, м;

ρ - щільність рідини ($\rho = 1100...1200$ кг/м³);

K - коефіцієнт, який враховує відношення висоти до діаметру мішалки;

E - коефіцієнт, який враховує величину зазору між якорем і стінкою.

Коефіцієнт K визначається за формулою

$$K = \frac{8 \cdot b + d}{2d}, \quad (2.91)$$

де b - висота лопатей, $b = (0,8...0,9)H$.

Коефіцієнт E можна визначити по залежності:

$$E = \frac{1}{\frac{D}{d} - 1} = \frac{1}{i_D - 1}, \quad (2.92)$$

де i_D - індекс якоря мішалки $i_D = D/d \leq 1,3$.

Потужність електродвигуна визначаємо за формулою:

$$P_e = \frac{P \cdot k_3 \cdot k_2 \cdot k_{ш}}{\eta}, \quad (2.93)$$

де k_3 - коефіцієнт пускового запасу, $k_3 = 1,2...1,3$;

k_2 - геометричний коефіцієнт, $k_2 = \sqrt{H_a/D}$;

$k_{ш}$ - коефіцієнт шорсткості стінок; $k_{ш} = 1,1...1,2$;

η - загальний ККД приводу, $\eta = 0,82...0,94$.

Якщо в резервуарі апарата є нерухомі перетинки, трубки термометра, зміювики, то потужність змінюється по методиці розрахунку турбінної мішалки.

2.4 Інженерний розрахунок машин для розділення рідких та грубодисперсних харчових продуктів

2.4.1 Основи розрахунку відстійних центрифуг періодичної дії

Повний об'єм барабана центрифуги

$$V_{\bar{o}} = \pi \cdot R^2 \cdot L, \quad (2.94)$$

де L - довжина або висота центрифуги, м;

R - внутрішній радіус барабана, м.

Внутрішній радіус шару матеріалу в барабані при його заповненні на 50%:

$$r_1 = 0,71 \cdot R \quad (2.95)$$

Тоді об'єм матеріалу в барабані визначається за формулою

$$V_M = \pi(R^2 - r_1^2)L \quad (2.96)$$

Швидкість осадження частинок у барабані змінюється пропорційно радіусу обертання. Тому при визначенні фактора розділення Φ_p замість невстановленого радіусу r підставляють середній радіус:

$$r_{cp} = (R + 0,71R)/2 \approx 0,85R \quad (2.97)$$

Тоді

$$\Phi_p = \frac{0,85 \cdot n^2 \cdot R}{900} \quad (2.98)$$

При осадженні частинок в умовах, що відповідають закону Стокса, швидкість осадження визначають за формулою

$$v_o = \frac{\Phi_p \cdot d^2 (\rho_1 - \rho_2)}{18\mu}, \quad (2.99)$$

де d - діаметр частинки, м;

ρ_1 - густина осаджених частинок, кг/м³;

ρ_2 - густина рідкого середовища, кг/м³;

μ - в'язкість середовища, кг с/м².

Тривалість процесу осадження частинок

$$\tau_o = 0,29R/v_o \quad (2.100)$$

Загальна тривалість всього циклу центрифугування для відстійних машин періодичної дії

$$\tau = \tau_o + \tau_n + \tau_z + \tau_p, \quad (2.101)$$

де τ_n - період пуску центрифуги, с (15...25 с);

τ_z - період гальмування, с (12...14 хв.);

τ_p - період розвантаження продукту, с (1...3 хв.).

Продуктивність відстійних центрифуг періодичної дії, якщо взяти до уваги, що корисний об'єм завантаження дорівнює половині об'єму барабана $V_{\bar{o}}$, буде визначатися як:

$$Q = \frac{3600 \cdot 0,5 \cdot V_{\bar{o}}}{\tau} = \frac{1800 \cdot V_{\bar{o}}}{\tau} \quad (2.102)$$

Маса одного завантаження, виходячи з ємності барабана і ступеня його заповнення продуктом визначається за формулою:

$$m_3 = \pi \cdot R^2 \cdot H \cdot \rho_c \cdot \varphi, \quad (2.103)$$

де R - радіус барабана, м;

H - висота барабана, м;

ρ_c - густина суспензії, кг/м³;

φ - коефіцієнт заповнення барабана.

Середня об'ємна продуктивність центрифуги:

$$V = \frac{m_c}{60 \cdot \tau \cdot \rho_c}, \quad (2.104)$$

де m_c - кількість суспензії, що поступила на розділення, кг;

τ - заданий час роботи центрифуги, хв.

Потужність електродвигуна центрифуги періодичної дії розраховують за пусковою потужністю:

$$P_n = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \quad (2.105)$$

де P_1 - потужність, що витрачається на подолання інерції маси барабана;

P_2 - потужність, що витрачається на подолання інерції маси матеріалу;

P_3 - потужність, що витрачається на подолання тертя у підшипниках вала;

P_4 - потужність, що витрачається на подолання тертя барабана об повітря

$$P_1 = \frac{m_\delta \cdot v^2}{2\tau_n}, \quad (2.106)$$

де m_δ - маса барабана, кг;

v - колова швидкість обертання барабана, м/с;

$$v = \omega \cdot R \quad (2.107)$$

$$P_2 = \frac{1,86 \cdot V_\delta \cdot \rho_1 \cdot v^2}{\tau_n} \quad (2.108)$$

$$P_3 = m_3 \cdot g \cdot f \cdot v_u \quad (2.109)$$

де f - коефіцієнт тертя в підшипнику, $f = 0,07 \dots 0,1$

m_3 - загальна маса всіх частин центрифуги, що обертаються (разом з завантаженим матеріалом), кг;

v_u - колова швидкість обертання цапфи підшипника, м/с;

$$v_u = \omega \cdot r_u \quad (2.110)$$

де r_u - радіус цапфи підшипника, м.

$$P_4 = 10^{-10} \cdot R^5 \cdot n^3 \quad (2.111)$$

Потужність електродвигуна для привода центрифуги

$$P_e = \frac{P_n \cdot k_3}{\eta} \quad (2.112)$$

де k_3 - коефіцієнт запасу потужності ($k_3 = 1,1 \dots 1,2$);

η - загальний ККД привода ($\eta = 0,8 \dots 0,95$).

2.5 Інженерний розрахунок масловиготовлювача

Схема текстуратора масловиготовлювача представлена на рисунку 2.6.

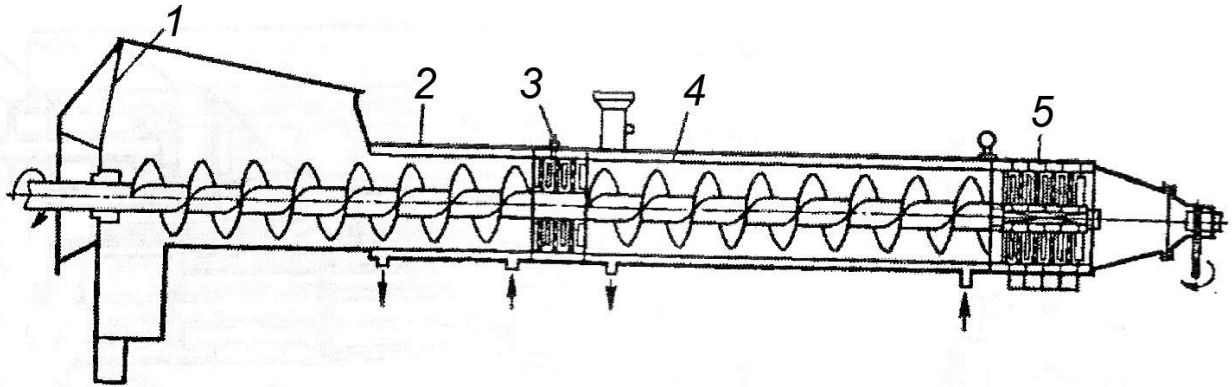


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема текстуратора масловиготовлювача:
1 - приймальний бункер; 2 - перший ступінь текстуратора; 3 - перший ступінь пластин диспергування вологи; 4 - другий ступінь текстуратора; 5 - другий ступінь пластин диспергування вологи

Необхідна продуктивність текстуратора масловиготовлювача Q_M визначається за формулою:

$$Q_M = \frac{m_{\text{в}}}{z_{\text{зм}} \cdot t_{\text{зм}} \cdot n_{\text{м}}}, \quad (2.113)$$

де $m_{\text{в}}$ - кількість вершків, які необхідно переробити за добу, кг/доб;
 $z_{\text{зм}}$ - кількість змін роботи масловиготовлювача;
 $t_{\text{зм}}$ - тривалість роботи машини за зміну, год.;
 $n_{\text{м}}$ - кількість машин на підприємстві.

Пропускна спроможність вузлів масловиготовлювача в різних перетинах потоку продукту повинна відповідати вимозі:

$$Q_i \leq Q_1 \leq Q_2 \leq Q_3 \leq Q_4 \leq Q_5, \quad (2.114)$$

де Q_i - пропускна спроможність машини, кг/год.;
 Q_1 - пропускна спроможність збивача вершків, кг/год.;
 Q_2 - пропускна спроможність камери розділення, кг/год.;
 Q_3 - пропускна спроможність постачального шнека кг/год.;
 Q_4 - пропускна спроможність шнека у зоні пресування кг/год.;
 Q_5 - пропускна спроможність ріжучого апарата, кг/год.

Пропускна спроможність шнека $Q_{\text{ш}}$ (кг/с) визначається за формулою:

$$Q_{\text{ш}} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_3^2 - D_6^2) \cdot z \cdot S_{\text{ош}} \cdot n_{\text{ш}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot c, \quad (2.115)$$

де D_3 - зовнішній діаметр шнека, м;
 D_6 - діаметр вала шнека, м;
 z - кількість шнеків;
 $S_{\text{ош}}$ - крок шнека, м;
 $n_{\text{ш}}$ - частота обертання шнека, об/с;

ρ_m - густина масла, приймається $\rho_m = 930$ кг/м³;

κ_1 - коефіцієнт використання машини, $\kappa_1 = 0,4 \dots 0,45$;

κ_2 - коефіцієнт, що враховує нахил шнека (при $\beta = 20^\circ$ $\kappa_2 = 0,65$);

c - коефіцієнт наповнення площі перетину шнека.

Число обертів шнеків масловиготовлювача визначається виходячи з технологічних параметрів:

$$n = \frac{B_{mc} - B_{kp}}{B_{ob}}, \quad (2.116)$$

де B_{mc} - вміст води в маслі у кінці обробки, $B_{mc} = 15 \dots 18$ %;

B_{kp} - вміст води в маслі у критичний час, $B_{kp} = 10 \dots 11$ %;

B_{ob} - кількість води видалена за один оберт шнека, $B_{ob} = 0,11$ %.

Умова переміщення масла, що знаходиться під тиском пресування уперед по поверхні лопаті, має вигляд:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f, \quad (2.117)$$

де f - коефіцієнт тертя ковзання масла по сталі, $f = 0,3 \dots 0,4$.

Діаметр вала шнека визначимо за формулою:

$$D_6 = \frac{S_{om}}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.118)$$

Крок шнека у зоні пресування

$$S_{nu} = \frac{S_{om}}{\kappa_6}, \quad (2.119)$$

де κ_6 - коефіцієнт, що враховує ступінь тиску, $\kappa_6 = 2,8$.

Зовнішній діаметр шнека визначається за формулою:

$$D_3 = \sqrt{\frac{Q_M}{0,25 \cdot z \cdot \pi \cdot S_{om} \cdot n_{nu} \cdot \rho_M \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot c}} + D_6^2, \quad (2.120)$$

Довжина шнека масловиготовлювача

$$L_{nu} = \sum_{i=1}^z l_i, \quad (2.121)$$

l_i - довжина шнека у i -тій камері, м.

Довжина шнека у першій камері визначається за формулою:

$$l_{3n} = S_{om} \cdot \kappa_3 + S_{nu} \cdot \kappa_4 \quad (2.122)$$

Довжина шнека у другій камері:

$$l_{nu} = l_{np} = S_{nu} \cdot \kappa_4 \quad (2.123)$$

де l_{3n} - довжина шнека у першій камері текстуратора, м;

l_{nu} - довжина шнеку у другій камері текстуратора, м;

κ_3 - коефіцієнт, що враховує перекриття завантажувального вікна;

κ_4 - коефіцієнт, що враховує кратність транспортування сировини у зоні ущільнення.

Значення коефіцієнтів приймаються: $\kappa_3 = 1,9...2,5$; $\kappa_4 = 2,0...3,0$

Сумарна площа отворів кожної і-тої перфорованої пластини (решітки) диспергування вологи розраховується за формулою:

$$A_{o(i)} = \frac{\pi \cdot d_{o(i)}^2}{4} \cdot n_{o(i)}, \quad (2.124)$$

де $A_{o(i)}$ - сумарна площа отворів кожної і-тої пластини, м²;

$d_{o(i)}$ - діаметр отворів і-тої пластини, м;

$n_{o(i)}$ - кількість отворів і-тої пластини, шт.

З іншої сторони, сумарну площу отворів кожної і-тої перфорованої пластини можна розрахувати за формулою:

$$F_{o(i)} = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_6^2)}{4} \cdot \varphi_{o(i)}, \quad (2.125)$$

де $\varphi_{o(i)}$ - коефіцієнт використання робочої поверхні і-тої перфорованої пластини під отвори.

Даний коефіцієнт приймається в залежності від діаметра отворів пластини в наступних межах: при Ø25 мм $\varphi_{o(i)} = 0,8$; при Ø16 мм $\varphi_{o(i)} = 0,7$; при Ø5 мм $\varphi_{o(i)} = 0,6$.

Визначимо кількість отворів у кожній пластині:

$$n_{o(i)} = \frac{(D_3^2 - D_6^2) \cdot \varphi_{o(i)}}{d_{o(i)}^2}. \quad (2.126)$$

Для визначення конструкторських параметрів розподільної камери збивача та завантажувального вікна текстуратора, розрахуємо ширину вікна, яка повинна бути рівною зовнішньому діаметру шнека:

$$B_6 = D_3 \quad (2.127)$$

де B_6 - ширина вікна розподільної камери збивача, м.

Довжина вікна приймається не меншою ніж крок шнека у зоні завантаження продукту в текстуратор, тобто:

$$L_6 \geq S_{\text{ош}}, \quad (2.128)$$

де L_6 - довжина вікна розподільної камери збивача, м.

2.6 Розрахунок клапанного гомогенізатора

Вихідними параметрами для розрахунку є продуктивність гомогенізатора, параметри молока перед гомогенізацією та потрібна дисперсність його після гомогенізації.

Формула продуктивності гомогенізатора має наступний вигляд:

$$Q = \pi \cdot D_n \cdot h \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.129)$$

де D_n - діаметр каналу підведення молока, м;

h - висота підйому клапана гомогенізуючої головки, м;

μ - коефіцієнт витрат, що залежить від конструкції клапана;

Δp - різниця тиску молока до клапана і за ним, Па;

ρ - щільність молока.

З формули (2.129), підставляючи задану продуктивність визначається висота підйому клапана гомогенізатора:

$$h = \frac{Q}{\pi \cdot D_n \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \quad (2.130)$$

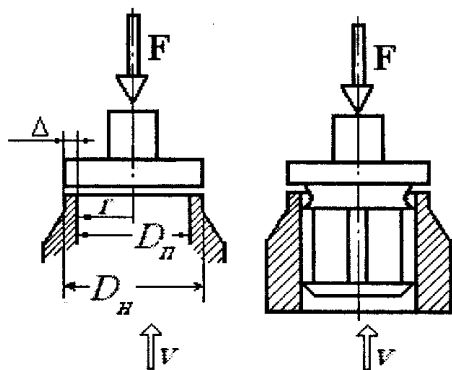
При розрахунку значення продуктивності гомогенізатора вибирають з наступного ряду $Q = 1,25; 2,50; 5,0; 10,0; 15,0$ м³/год. ($Q = 0,347 \cdot 10^{-3}; 0,694 \cdot 10^{-3}; 1,39 \cdot 10^{-3}; 2,78 \cdot 10^{-3}; 4,17 \cdot 10^{-3}$) м³/с; коефіцієнт витрат при першому наближенні приймають $\mu = 0,6$, надлишковий тиск у сучасних гомогенізаторах становить до 25 МПа – саме від, головним чином впливає на якість (ступінь дисперсності) гомогенізації.

Діаметр каналу підведення молока можна визначити за виразом:

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (2.131)$$

де v - швидкість потоку молока при підході до щілини між сідлом і клапаном (приймається $v \leq 20$ м/с).

На рисунку 2.7 показані розрахункові схеми клапанів: а) клапан без хвостовика і б) клапан з хвостовиком.



Зовнішній діаметр клапана:

$$D_z = D_n + 2\Delta, \quad (2.132)$$

де $\Delta = (2...5)$ мм - припуск на сторону

При визначенні зовнішнього діаметра клапана бажано приймати мінімальне значення припуску Δ з метою недопущення „залипання“ клапана.

Рисунок 2.7 – Схеми клапанів

Степінь гомогенізації визначається як:

$$d_k/d_n, \quad (2.133)$$

де d_n і d_k - середній діаметр жирових кульок у молоці до і після проведення процесу гомогенізації, мкм.

За виробничими даними, середній діаметр жирових кульок у незбираному молоці знаходиться у межах 2,5...3,5 мкм, а після гомогенізації він становить близько 0,7...1,2 мкм;

За визначеним значенням степені гомогенізації по графіку представленому на рисунку 2.8 визначається критерій подібності, що визначає відношення інерції рідини до її поверхневого натягу (критерій Вебера).

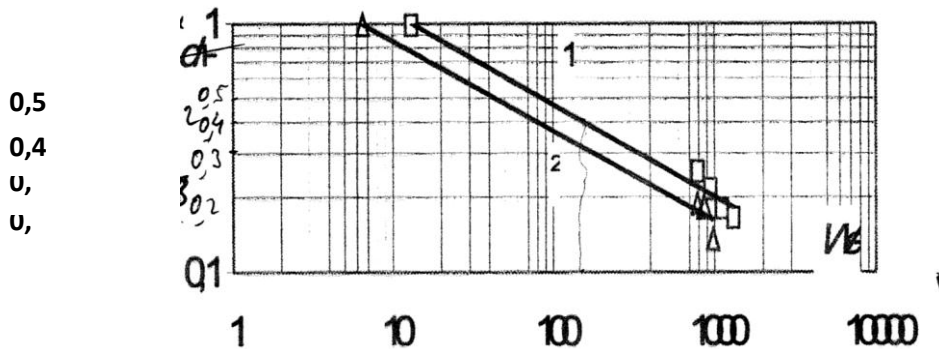


Рисунок 2.8 – Графік для визначення числа Вебера

1 - для клапана з рівною поверхнею; 2 - для клапана з рифленою поверхнею

Із формули визначення критерію Вебера:

$$We = \frac{d_n \cdot v^2}{\sigma_{1,2}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (2.134)$$

визначається швидкість молока (друге наближення) на вході у щилину гомогенізатора:

$$v = \sqrt{\frac{We \cdot \sigma_{1,2}}{d_n} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}}, \quad (2.135)$$

де $\sigma_{1,2}$ - міжфазний поверхневий натяг, $\sigma_{1,2} = 0,045...0,05$;

ρ_1 - щільність жиру молока, кг/м³;

ρ_2 - щільність плазми молока, кг/м³.

Різниця тиску молока до і після клапана визначається за формулою:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot \varphi^2}, \quad (2.136)$$

де φ - коефіцієнт швидкості при витoku молока з клапанної щилини, приймається $\varphi = 0,8...0,85$.

Не враховуючи тиск на виході клапана, приймається тиск гомогенізації

$$p = \Delta p \quad (2.137)$$

Зусилля потрібне для притискання клапана до сідла:

$$F_{кл} = p \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}. \quad (2.138)$$

Використовуючи визначене зусилля, підбирається пружина клапана гомогенізуючої головки.

Ступінь нерівномірності подачі плунжерного насоса гомогенізатора k визначається з відношення:

$$k = \frac{V_{max}}{V_{cp}}, \quad (2.139)$$

де V_{max} - подача рідини при максимальній швидкості руху плунжера, м³/с;
 V_{cp} - середня подача рідини, м³/с.

Конструкції гомогенізаторів, як правило, мають непарне число плунжерів, оскільки ступінь нерівномірності подачі для них значно нижча, ніж для машин з парним числом плунжерів.

Для одноплунжерних машин ступінь нерівномірності подачі дорівнює **3,14**, трьохплунжерних – **1,05** і п'ятиплунжерних – **1,02**.

Подачу насоса гомогенізатора (м³/с) обчислюють за формулою

$$V = V_{cp} = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot \eta_{об} \quad (2.140)$$

де z - число плунжерів;

D - діаметр плунжера, м;

s - хід плунжера, м;

n - частота обертання колінчатого вала, с⁻¹;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД процесу гомогенізації.

Частота обертання колінчастого вала плунжерного насоса, яка забезпечить необхідну продуктивність машини, визначається з виразу (2.127)

$$n = \frac{4V}{\pi \cdot z \cdot D^2 \cdot s \cdot \eta_{об}} \quad (2.141)$$

Витрати потужності гомогенізатора визначають за формулою:

$$P = \frac{V \cdot p}{\eta} \cdot k_m, \quad (2.142)$$

де p - тиск гомогенізації, Па;

η - загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) гомогенізатора;

k_m - коефіцієнт, що враховує конструкцію клапана гомогенізатора.

Для типових гладких клапанів вітчизняних гомогенізаторів значення коефіцієнта складає $k_m = 1,0$, для ступінчастих клапанів – $k_m = 0,8$.

Максимальний тиск клапанних гомогенізаторів становить **25** МПа. Механічний ККД сучасних гомогенізаторів в складає 0,75...0,85.

Загальний ККД визначається як:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (2.143)$$

де η_z і η_i - відповідно індикаторний і механічний ККД.

Індикаторний ККД визначають за формулою

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{P}{p_i \cdot V}, \quad (2.144)$$

де P_i - потужність індикаторна гомогенізатора, Вт;

p_i - середній індикаторний тиск, Па.

Середній індикаторний тиск обчислюють з індикаторних діаграм, знятих в кожній робочій камері плунжерного блока.

Механічний ККД знаходять за формулою

$$\eta_m = P_i / P_e, \quad (2.145)$$

де P_e - потужність на валу, кВт.

Індикаторний ККД складається з об'ємного і гідравлічного

$$\eta_i = \eta_o \cdot \eta_z \quad (2.146)$$

$$\eta_o = \eta_i / \eta_z \quad (2.147)$$

Гідравлічний ККД показує, наскільки манометричний тиск гомогенізатора відрізняється від теоретичного

$$\eta_z = p_m / p_i, \quad (2.148)$$

де p_m - манометричний тиск, Па. $p_m = (0,95...0,97) p_i$.

Таким чином, загальний ККД гомогенізатора

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_m = P_k / P_{\text{спож}}, \quad (2.149)$$

де $P_k, P_{\text{спож}}$ - корисна та спожита потужність пристрою, Вт.

Загальний ККД дає уявлення про те, наскільки спожита потужність більша за теоретичну внаслідок гідравлічних втрат, витоків рідини через недостатню герметичність робочих органів, ущільнень та втрат на тертя у вузлах.

Максимальний підйом клапана насоса, мм

$$h_{\max} = \frac{400...450}{n}, \quad (2.150)$$

де n - частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.

Із умови допустимих швидкостей визначається діаметр клапана

$$\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} - \Delta A \geq \frac{V}{v_{\text{дон}} \cdot z}, \quad (2.151)$$

де d_k - діаметр клапана, м;

ΔA - площа перерізу хвостовика, м².

V - продуктивність гомогенізатора, м³/с;

$v_{\text{дон}}$ - допустима швидкість клапана у сідлі, м/с.

Діаметр хвостовика клапана становить 5...6 мм. Для всмоктувального клапана допустиму швидкість у сідлі приймають не більш ніж 2 м/с, а для нагнітального 5...8 м/с.

$$d_k = \sqrt{1,27(\Delta A + V / (6v_{\text{дон}} \cdot z))} \quad (2.152)$$

Товщина тарілки клапана

$$h_{\text{кл}} \geq 0,43d_k \sqrt{p / \sigma_{\text{дон}}}, \quad (2.153)$$

де σ_{don} - допустимі напруження для матеріалу клапана.

Умова безударної роботи клапанів забезпечується при співвідношенні

$$\frac{A_k}{m_k} \geq \frac{V_n(1 \pm \lambda)}{178 \cdot \Delta p \cdot z}, \quad (2.154)$$

де A_k - площа клапана по внутрішній кромці опорної поверхні, см²;

m_k - маса клапана, кг;

Δp - перепад тиску на клапані, МПа;

λ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (0,15...0,2);

z - число плунжерів.

Діаметр клапана по внутрішній кромці опірної поверхні на 2...3 мм менший за номінальний діаметр клапана.

Перепад тисків на всмоктувальному клапані не більш 0,02...0,03 МПа, на нагнітальному 0,5...1,0 МПа; знак „+“ перед λ у випадку обчислення нагнітального клапана і знак „-“ – всмоктувального.

Пружину нагнітального клапана обчислюють, виходячи з необхідної умови при закритому клапані

$$F_{np} = \frac{10^3 \cdot V_n \cdot m_k (1 + \lambda)}{d_k^2 \cdot z}. \quad (2.155)$$

Сила пружини при робочій деформації

$$F_\delta = 1,5 \cdot F_{np}. \quad (2.156)$$

Жорсткість пружини

$$c = (F_\delta - F_{np}) / H, \quad (2.157)$$

де H - висота пружини, мм.

Діаметр дроту для виготовлення пружини

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot F_{max} \cdot D}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.158)$$

де F_{max} - сила пружини при максимальній деформації, кг;

D - діаметр пружини приймається конструктивно, $D = 20...25$ мм.

$[\tau]$ - допустимі напруження здвигу для матеріалу клапана, МПа.

$$F_{max} = \frac{F_\delta}{1 - \delta}, \quad (2.159)$$

де δ - відносний інерційний зазор пружини стиску I класу $\delta = 0,05...0,25$.

Робоче число витків

$$i_p = \frac{G \cdot d}{8 \cdot D^3 \cdot z}, \quad (2.160)$$

де d - діаметр дроту пружини, мм;

G - модуль зсуву (модуль пружності 2-го роду) для сталі ($8 \cdot 10^3$ МПа).

Сила попереднього затягу пружини

$$F_{np} = F_\delta - C_n \cdot h_{max}, \quad (2.161)$$

де C_n - індекс пружини (відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту пружини), $C_n = 3...5$.

Повна деформація пружини

$$\lambda = \lambda_0 + h_{max}, \quad (2.162)$$

де λ_0 - початкова деформація пружини.

$$\lambda_0 = \frac{F_{np}}{z}. \quad (2.163)$$

Загальна кількість витків

$$i_0 = i_p + i_n, \quad (2.164)$$

де i - неробоче число витків, $i = 2$.

Висота пружини у вільному стані

$$H_{np} = H_1 = F_{np}/z, \quad (2.165)$$

де H_1 - установочна висота приймається по конструктивному виконанню плунжерного блока, м.

Крок пружини у вільному стані

$$h = \frac{H_{np} - 1,5d}{i_p}. \quad (2.166)$$

Довжина (розгортка) дроту для виготовлення пружини

$$L = 3,2 \cdot D \cdot i_0. \quad (2.167)$$

Для практичних розрахунків, достатньо знати навантаження на шатун $F_{ш}$, що діє удовж осі шатуна.

$$F_{ш} = F / \cos \beta, \quad (2.168)$$

де F - сумарна алгебраїчна сила, Н;

β - кут повороту кривошипа колінчатого вала.

$$F = F_p + F_m + F_i, \quad (2.169)$$

де F_p - сила тиску рідини на плунжер, Н;

F_m - сила тертя в манжетному потовщенні, Н;

F_i - сила інерції при зворотно-поступальному руху, Н.

Максимальне зусилля відповідає куту $\beta = 0$, при якому $\cos \beta = 1$. Сила інерції в порівнянні з силами, що входять до рівняння (2.165), настільки мала, що нею можна знехтувати.

Силу тиску рідини на плунжер визначають за формулою:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p, \quad (2.170)$$

де D - діаметр плунжера, м;

p - тиск на плунжер, що приблизно дорівнює тиску гомогенізації, МПа.

Силу тертя обчислюють за рівнянням

$$F_m = 0,1\pi \cdot D \cdot \varphi \cdot 0,15 \cdot l \cdot p \approx 0,05 \cdot \varphi \cdot l \cdot p \quad (2.171)$$

де φ - коефіцієнт тертя, для полірованих сталевих поверхонь **0,05...0,1**;

l - довжина сальника, м, приймається **15...30** мм.

Під час нагнітального ходу плунжера тиск в робочій камері наростає нерівномірно, а отже, навантаження на шатун F_m , що діє на плунжер, мають приблизно десятивідсоткову пульсацію.

Найбільш розповсюдженим типом колінчастого вала є вал з трьома кривошипними шийками під кутом 120° відносно одна одній. У машин великої продуктивності шийки розташовані через 72° . Більші головки шатунів роз'ємні з вкладишами, в малі головки запресовані втулки. Матеріал вкладишів і втулок, як правило бронза.

Підшипники ковзання кривошипно-шатунного механізму перевіряють на допустимий тиск

$$p_{nid} = \frac{F_m}{A_n} \leq [p], \quad (2.172)$$

де F_m - навантаження на підшипник, Н;

A_n - площа проекції опорної поверхні, m^2 ;

$$A_n = d_\epsilon \cdot l_\epsilon, \quad (2.173)$$

де d_ϵ - діаметр вала, м;

l_ϵ - довжина площі контакту (ширина вкладиша), м.

При розрахунку підшипників по умові обмеження нагріву витримують співвідношення

$$p_{nid} \cdot v \leq [p \cdot v], \quad (2.174)$$

де v - швидкість ковзання підшипника, м/с.

Швидкість ковзання підшипника, м/с визначається як:

$$v = \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot d_\epsilon \cdot n. \quad (2.175)$$

Для бронзових підшипників $[p] = 8$ МПа; $[p \cdot v] = 24$ МПа·(м/с).

Шатун з'єднується з повзуном за допомогою запресованого в його стінки пальця, виконаного з загартованої сталі.

Сполучення палець-втулка малої головки шатуна перевіряється на допустимий тиск

$$p_n = \frac{F_m}{d_n \cdot l_n} \leq [p]_n, \quad (2.176)$$

де d_n - діаметр пальця, мм;

l_n - довжина опорної поверхні пальця по втулці шатуна, мм;

$[p]_n$ - допустимий тиск, $[p]_n = 12$ МПа.

Опорні гнізда пальця перевіряють на зминання

$$\sigma_{zm} = \frac{F_m}{2d_n \cdot l_o} \leq [\sigma]_{zm}, \quad (2.177)$$

де l_o - довжина опорного гнізда повзуна, мм;

$[\sigma]_{зм}$ - допустимі напруження зминання, $[\sigma]_{зм} = 35..45$ МПа.

Електродвигун привода плунжерного насоса вибирається за розрахованими значеннями частоти обертання і потужністю.

Загальне передаточне відношення передач привода

$$U = n_{eo} / n, \quad (2.178)$$

де n_{eo} - частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

У якості передаточного механізму у сучасних клапанних гомогенізаторах, як правило, використовується клинопасова передача, методику розрахунків якої можна знайти у посібниках з курсового проектування дисципліни „Деталі машин і основи конструювання“.

2.7 Розрахунок кожухотрубчатого теплообмінника

Трубчаті теплообмінники використовуються в переробній та харчовій галузях як теплообмінники-підігрівачі, охолоджувачі, випарні установки, конденсатори і випарювачі холодильних машин, нагрівачі, тощо.

У якості основних вихідних даних до розрахунку кожухотрубного теплообмінника, як правило, використовують пропускну спроможність апарата, площу поверхні теплообміну і швидкість руху середовищ в апараті.

Значення пропускну спроможності і швидкісні показники задаються параметрами процесу, а площу поверхні теплообміну в загальному вигляді визначають з виразу:

$$A = Q_{\text{заг}} / k \cdot \Delta T \cdot \tau, \quad (2.175)$$

де $Q_{\text{заг}}$ - загальна кількість теплоти, що передається;

k - коефіцієнт теплопередачі;

ΔT - різниця температур середовищ;

τ - час дії теплообміну.

З теплового розрахунку конструкторові відомі наступні параметри майбутнього апарата: площа поверхні теплообміну, пропускну спроможність (продуктивність), швидкість руху продукту, розміри труб, всі теплофізичні константи елементів, що беруть участь у теплообміні, коефіцієнти та інші параметри, що характеризують даний тепловий процес.

Довжина пучка труб для здійснення теплообмінного процесу може бути представлена залежністю:

$$L' = \frac{A \cdot d_e^2 \cdot v}{4 \cdot V \cdot d_p}, \quad (2.176)$$

де A - площа поверхні теплообміну, м²;

V - пропускну спроможність пучка труб, дм³/с;

d_e і d_p - внутрішній і розрахунковий діаметри труби, мм;

v - швидкість руху продукту в трубах пучка, м/с.

За розрахунковий діаметр приймають внутрішній або зовнішній діаметр труби залежно від того, по якій стороні труби коефіцієнт тепловіддачі менший. При приблизно рівних умовах за розрахунковий приймають середній діаметр труби.

Вибір діаметра труб і їх матеріалу проводять в залежності від виду робочих середовищ, які циркулюють в теплообміннику. Як правило, діаметр і матеріал вибирають по аналогії з вже існуючим обладнанням.

Слід відмітити, що у промислових теплообмінниках рідко застосовують труби зовнішнім діаметром менш ніж 17 мм. Найчастіше встановлюють тонкостінні (2..3 мм) труби зовнішнім діаметрам 22, 25, 32 і 38 мм (останні два розміри відносяться до сталевих труб). Для забруднених рідин і газів застосовують труби зовнішнім діаметром 44,5, 51, 57 і 76 мм. Необхідно враховувати, що труби з кольорових металів варто застосовувати тільки у особливо важливих випадках.

Число ходів в апараті визначають як відношення:

$$j = L'/L, \quad (2.177)$$

де L - довжина апарата, м.

У реальних умовах конструювання довжина апарата вибирається виходячи з конкретних розмірів, що її регламентують (габарити машини, висота приміщення для вертикальних теплообмінників, тощо). Для учбових розрахунків можна приймати довжину апарата в межах $1,5...2,5$ м.

Живий переріз трубного пучка, мм^2

$$A_n = V \cdot 10^3 / v \quad (2.178)$$

Живий переріз однієї труби, мм^2

$$A_1 = 0,25\pi \cdot d_e^2 \quad (2.179)$$

Кількість труб в пучку

$$n_1 = A_n / A_1 \quad (2.180)$$

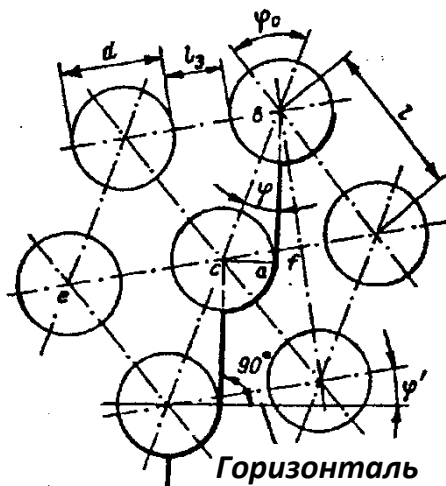
Кількість труб округлюється до цілого числа

Кількість труб для багатоходового апарата

$$n_c = j \cdot n_1 \quad (2.181)$$

Труби у трубних решітках розміщують трьома основними способами: по сторонах правильних шестикутників (по вершинах рівносторонніх трикутників рисунок 2.9), по сторонах квадратів та по концентричних окружностях.

Для одержання компактного теплообмінника з найменшим розміром у поперечному перерізі відстань між осями труб (крок розташування труб) приймають мінімальним.



Значення мінімального кроку розташування труб залежить від способу кріплення їх у трубних решітках, найпоширенішим з яких є спосіб розвальцьовування. Пайка та заливання кінців труб м'яким припоєм застосовується для мідних труб.

Рисунок 2.9 – Розміщення труб в трубній решітці

У випадку застосування вальцьованих з'єднань із зовнішнім діаметром труб більш

ніж **19** мм мінімальний крок розташування труб:

$$l_{min} = (1,25...1,35) \cdot d_3, \quad (2.182)$$

де d_3 - зовнішній діаметр труби

Приймається крок розташування труб l_{mp} , для труб малого діаметра з вказаного діапазону розмірів рекомендують вибирати більше значення кроку.

Перевіряється ширина простінка між трубами за умовою:

$$l_{np} = (l_{mp} - d_\phi) \geq 6 \text{ мм}, \quad (2.183)$$

де l_{mp} - прийнятий крок розташування труб, м.

Розміщуємо труби по сторонах правильних шестикутників (по вершинах рівносторонніх трикутників).

На діагоналі найбільшого шестикутника розміститься кількість труб:

$$n_d = \sqrt{\frac{4(n_c - 1)}{3}} + 1. \quad (2.184)$$

Округлюємо кількість труб до цілого числа в більшу сторону

Загальне теоретичне число труб апарата

$$n_0 = 0,75(n_d^2 - 1) + 1. \quad (2.185)$$

Внутрішній діаметр корпуса апарата при розташуванні труб по сторонах правильних шестикутників визначають по вираженню:

$$D_s = l_{mp} \cdot (n_d - 1) + d_z + 2 \cdot (l_{mp} - d_z). \quad (2.186)$$

Коли загальна кількість труб в апараті перевищує **127**, з'являється можливість розміщення додаткового числа труб на шести сегментних площадках за межами найбільшого шестикутника. Ця кількість труб становить **10...18** % від числа труб, розміщених у межах найбільшого шестикутника.

В багатоходових апаратах необхідно передбачити розподіл труб по ходах і установку відповідних перегородок у камерах. При цьому загальна кількість труб у межах даного діаметра трубних решіток зменшиться, тому що частина плити буде зайнятою перегородками. Найчастіше застосовуються хордові (паралельні) і радіальні перегородки.

У випадку наявності перегородок внутрішній діаметр апарата визначається залежністю:

$$D_s = 1,13 \cdot l_{mp} \cdot \sqrt{(n_0 / \psi) \cdot \sin \varphi_0}, \quad (2.187)$$

де ψ - коефіцієнт заповнення трубної решітки;

φ_0 - кут, що утворюється центральними лініями трубних рядів.

Коефіцієнт заповнення трубної решітки для одноходових апаратів **0,8...0,9**, для багатоходових **0,6...0,8**.

Кут, утворений центральними лініями трубних рядів (див. рисунок 2.9) визначається після ескізного компоновання трубної решітки. При учбових розрахунках можна прийняти $\varphi_0 = 60^\circ$

При розміщенні труб по концентричних окружностях коефіцієнт заповнення трубних решіток необхідно зменшити на **5...10** %, а при розміщенні по сторонах квадратів – на **15** %.

Після розрахунків за формулами (2.186) і (2.187) потрібно округлити більше одержане число до найближчого з уніфікованих діаметрів (звичайно до числа кратного **20** або **50** мм)

При конструюванні багатоходових апаратів слід викреслити трубні решітки в масштабі, нанести розташування перегородок у кожній камері, уточнити розташування труб, конструктивно визначити остаточні розміри апарата.

Корпус теплообмінників, як правило, виготовляється зварної конструкції. Товщину стінки корпуса визначаємо з формули, мм:

$$\delta = \frac{p_k \cdot D_e}{2\mu[\sigma]_p - p_k} + \delta_k, \quad (2.188)$$

де p_k - розрахунковий тиск в порожнині корпусу, МПа;

D_e - внутрішній діаметр корпусу, мм;

μ - коефіцієнт міцності зварних швів, $\mu = 0,8...1,0$;

δ_k - додаткова товщина, що враховує корозію, $\delta_k = 1...3$ мм;

$[\sigma]_p$ - допустимі напруження розтягу матеріалу корпусу, МПа.

$$[\sigma]_p = \sigma_e / n_{zn}, \quad (2.189)$$

де σ_e - границя міцності матеріалу корпусу, МПа;

n_{zn} - коефіцієнт запасу міцності корпусу, $n_{zn} = 3,5...4,0$.

Значення допустимих напружень можна прийняти з таблиці 2.5.

Визначену товщину стінки потрібно округлити до цілого числа.

Таблиця 2.5 – Допустимі напруження розтягу/згину для деяких сталей

Температура стінки, °С	Допустимі напруження розтягу / згину, МПа				
	Ст. 3	Ст. 5	Сталь 10	Сталь 20	X18H10T
20	125/145	135/155	125/145	145/165	145/170
250	105/120	120/140	110/130	130/150	125/150
300	95/105	105/120	100/120	115/135	120/145

Товщина трубних решіток визначається за виразом, мм:

$$h = \sqrt{\frac{K \cdot \Delta p \cdot (D_e^2 - n_0 \cdot d_e^2)}{[\sigma]_z \cdot \chi}} + \delta, \quad (2.190)$$

де K - коефіцієнт закріплення ($K \approx 0,162$);

Δp - перепад тиску по сторонах трубних решіток, МПа;

$[\sigma]_z$ - допустимі напруження згину, МПа (таблиця 1);

χ - коефіцієнт ослаблення трубних решіток отворами.

Перепад тиску дорівнює різниці між тиском в корпусі і трубах

$$\Delta p = p_k - p_{mp}. \quad (2.191)$$

Коефіцієнт ослаблення трубних решіток визначається за виразом:

$$\chi = (l_{mp} - d_z) / l_{mp}. \quad (2.192)$$

Товщина сталевих трубних решіток, виходячи з надійного розвальцьовування труб, повинна бути більшою, ніж знайдена по наступному виразу, мм:

$$h_{min} = 5 + 0,125 \cdot d_z. \quad (2.193)$$

Крім того, рекомендується перевірити ромбічну ділянку трубних решіток на згин по рівнянню, МПа:

$$\sigma_z = \frac{\Delta p}{3,6(1 - 0,7d_z/l')(h/l')^2} \leq [\sigma]_z, \quad (2.194)$$

де l' - середнє арифметичне сторін розташування труб, мм:

$$l' = 0,5(l + 0,5l + l \cdot \cos 30^\circ) = 1,183 \cdot l. \quad (2.195)$$

Осьове зусилля, що виникає внаслідок різниці тисків у внутрішній порожнині корпусу і зовні, Н:

$$F_Q = 0,785(D_e^2 - n_0 \cdot d_3^2) \cdot p_k + 0,785 \cdot n_0 \cdot d_e^2 \cdot p_{mp}. \quad (2.196)$$

Площа перерізу труб і корпуса визначається за формулами, мм²:

$$A_{mp} = 0,785 \cdot n_0 (d_3^2 - d_e^2), \quad (2.197)$$

$$A_k = 0,785 \cdot (D^2 - D_e^2), \quad (2.198)$$

де D - зовнішній діаметр корпуса, мм, $D = D_e + 2\delta$

Зусилля в трубах і корпусі, що виникають від різниці тиску в трубному та міжтрубному просторах, Н:

$$F_{mp} = F_Q \cdot A_{mp} \cdot E_{mp} / (A_{mp} \cdot E_{mp} + A_k \cdot E_k), \quad (2.199)$$

$$F_k = F_Q \cdot A_k \cdot E_k / (A_{mp} \cdot E_{mp} + A_k \cdot E_k), \quad (2.200)$$

де E_{mp} і E_k - модулі пружності матеріалу труб і корпуса.

При сталевих трубах і корпусі можна прийняти значення модуля пружності першого роду $E_m = E_k = 2 \cdot 10^5$ МПа

Внаслідок дії різниці температур (труби нагріваються більше ніж корпус) у трубах і корпусі виникають температурні осьові зусилля. Ці сили однакові по величині, але різні по напрямку. Для корпуса сила позитивна, а для труб вона негативна (труби виявляються стисненими).

Осьові зусилля в трубах і корпусі, Н:

$$F' = -F'_{mp} = F'_k = \frac{(\alpha_{mp} \cdot \Delta t_{mp} - \alpha_k \cdot \Delta t_k) \cdot A_{mp} \cdot E_{mp} \cdot A_k \cdot E_k}{(1 + \alpha_k \cdot \Delta t_k)(A_{mp} \cdot E_{mp} + A_k \cdot E_k)}, \quad (2.201)$$

де F' - осьова сила, що виникає в трубах і корпусі, Н;

α_{mp} і α_k - термічні коефіцієнти лінійного розширення матеріалів труб і корпуса, для сталі $\alpha = 11,4 \cdot 10^{-6}$ м/°С;

Δt_{mp} і Δt_k - різниці температур між робочими температурами труб та корпуса і температурою навколишнього середовища, °С;

A_{mp} і A_k - площі поперечних перерізів всіх труб і корпуса, мм².

$$\Delta t_{mp} = t_{mp} - t_c. \quad (2.202)$$

$$\Delta t_k = t_k - t_c. \quad (2.203)$$

Сумарні зусилля в трубах і корпусі, Н

$$F_{cmp} = F_{mp} + F'_{mp}. \quad (2.204)$$

$$F_{ck} = F_k + F'_k. \quad (2.205)$$

При підстановці сили F'_{mp} у формулу (2.204) потрібно враховувати її знак (-) з формули (2.201).

Перевіряється міцність кріплення труб у трубних решітках залежно від способу їх закріплення:

- при розвальцьовуванні труб

$$F_s = \frac{F_{cmp}}{\pi \cdot d_3 \cdot n_0} \leq [F_s], \quad (2.206)$$

де F_s - зусилля, що приходить на одиницю довжини периметра розвальцьовування, Н/м;

$[F_s]$ - допустиме зусилля, $[F_s] = 40...70$ кН/м

- при пайці або приварюванні труб

$$\sigma_{zp} = F_{cm} / (\pi \cdot d_3 \cdot h_n \cdot n_0) \leq [\sigma]_{zp}, \quad (2.207)$$

$[\sigma]_{zp}$ - допустимі напруження зрізу в зварному або паяному шві, Па;

h_n - глибина пропаявання або проварювання, м.

Допустимі напруження зрізу для зварних швів можна прийняти: $[\sigma]_{zp} = 0,8...0,9[\sigma]_p$, паяних м'якими припоями $[\sigma]_{zp} = 0,5...0,6[\sigma]_p$ і паяних твердими припоями $[\sigma]_{zp} = 0,65...0,75[\sigma]_p$

Напруження в перерізах труб і корпуса можна визначити (з урахуванням знаків зусиль) за виразами, МПа:

$$\sigma_{mp} = F_{cmp} / f_{mp}, \quad (2.208)$$

$$\sigma_k = F_{ck} / f_k. \quad (2.209)$$

Визначені значення напружень не повинні перевищувати допустимих напружень розтягу для матеріалів труб і корпуса.

При компонованні кожухотрубного апарата необхідно враховувати умови стікання з труб конденсату. Апарат потрібно розташовувати так, щоб кути, утворені однією діагоналлю шестикутника з вертикаллю, а іншої з горизонталлю (рисунк 5), визначалися за виразами:

$$\varphi = \arcsin \frac{d_3}{2l_{mp}}, \quad \varphi' = 30^\circ - \varphi. \quad (2.210)$$

Після розрахунку по його результатам потрібно зобразити ескіз трубної решітки теплообмінника з постановкою основних потрібних розмірів.

РОЗДІЛ 3
Інженерні розрахунки обладнання для виробництва
хлібобулочних виробів

3.1 Інженерний розрахунок просіювачів

Просіювач з горизонтальним розташуванням сит

Продуктивність просіювача Q , кг/год., визначається за формулою

$$Q = \frac{m}{t}, \quad (3.1)$$

де m - маса продукту, що обробляється, кг;

t - час просіювання, год.

Ширина решітного стану, м визначається за формулою

$$B_p = \frac{Q}{3600 \cdot q_\epsilon}, \quad (3.2)$$

де q_ϵ - питома продуктивність решета відносно одиниці ширини, кг/(с·м).

Питома продуктивність решета, віднесена до одиниці його площі, кг/(с·м²), визначається за формулою:

$$q_F = 0,0528(0,95 - \epsilon)(105 - \beta), \quad (3.3)$$

де ϵ - повнота поділу;

β - кут напрямку коливань, град.

Кут напрямку коливань β залежить від типу руху решіт. Так для решіт зі зворотно-поступальним рухом $\beta = 15^\circ$, а для решіт із круговим поступальним рухом $\beta = 0$.

Повнота поділу ϵ є показником оцінки роботи ситових сепараторів

$$\epsilon = \frac{A - B}{A}(100 - a), \quad (3.4)$$

де A - кількість домішок, підлягаючих виділенню у вихідному зерні, %;

B - кількість домішок, що залишилися в зерні після очищення, %;

a - кількість повноцінного зерна у відходах, % до маси домішок.

Довжина решета l_p , м, визначається за формулою

$$l_p = \frac{q_\epsilon}{q_F} = \frac{Q}{3600 \cdot B_p \cdot q_F}. \quad (3.5)$$

Кут між напрямком коливань і площиною решета, град визначають як:

$$\gamma = \alpha + \beta, \quad (3.6)$$

де α - кут нахилу решета до горизонталі, град.

Кут нахилу решета залежить від його призначення. Так для колосових решіт приймають $\alpha = 0$, а для підсівних і сортувальних – $\alpha = 5^\circ$. Деякі конструкції ситових сепараторів мають кут нахилу решіт від 4° до 15° .

Оптимальне прискорення решітного стану j_0 , м/с²

$$j_0 = 4,2 \sqrt{\frac{360 \cdot q_\epsilon}{\gamma}}, \quad (3.7)$$

Амплітуда коливань решітного стану A , м, визначається за формулою

$$A = e \cdot k, \quad (3.8)$$

де e - ексцентриситет, м $e = (5...10) \cdot 10^{-3}$ м;

k - коефіцієнт, який враховує коливання рами машини (таблиця 3.1)

Таблиця 3.1 – Залежність коефіцієнта k від прискорення j_o

Величина	Значення				
Оптимальне прискорення j_o , м/с ²	15	20	25	30	Більш 30
Коефіцієнт k	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Частота коливань решітного стану n , с⁻¹, визначається за формулою

$$n = \frac{1}{20} \sqrt{\frac{10 j_o}{A}}. \quad (3.9)$$

Щоб не створювати великі прискорення решітного стану, частота його коливань не повинна перевищувати 500 хв⁻¹.

Масу решітного стану кг, визначаємо за формулою

$$m_{pc} = 10 m_p \cdot z_p, \quad (3.10)$$

де m_p - маса одного решета, кг ($m_p = 40...90$ кг);

z_p - кількість решіт у решітному стані, шт. ($z_p = 1...4$).

Потужність, кВт, потрібна для роботи решітного стану:

$$P_p = \frac{4 \cdot \pi \cdot m_{pc} \cdot n^3 \cdot A^2}{10,2 \cdot g} \quad (3.11)$$

Потужність електродвигуна, кВт, що надає руху решітному стану:

$$P_{ed} = \frac{P_p}{\eta_n}, \quad (3.12)$$

де η_n - ККД привода сепаратора, $\eta_n = 0,75...0,85$.

Аспіраційна частина сепаратора

Продуктивність аспірації Q_a , кг/год., визначається за формулою

$$Q_a = \frac{Q \cdot W}{100}, \quad (3.13)$$

де Q - продуктивність зерноочисного сепаратора, кг/год.;

W - кількість легких домішок, %.

Витрата повітря на аспірацію V_n , м³/год., визначаємо за формулою

$$V_n = \frac{Q_a}{\rho_n / \mu}, \quad (3.14)$$

де μ - коефіцієнт концентрації суміші, кг/кг;

ρ_n - щільність повітря, кг/м³ ($\rho_n = 1,24$ кг/м³).

Втрати тиску, Па, у всій аспіраційній частині сепаратора:

$$P = p_k \cdot p_m \cdot p_n \cdot p_u, \quad (3.15)$$

де p_k - втрати тиску в аспіраційних каналах, Па;

p_m - втрати тиску на місцеві опори, Па;

p_n - втрати тиску у повітропотокі, Па;

p_u - втрати тиску в циклоні, Па.

Втрати тиску в аспіраційних каналах:

$$p_k = (0,1 + 0,00013 \cdot q_F) v_{ak}^2, \quad (3.16)$$

де v_{ak} - швидкість повітря в аспіраційних каналах, м/с.

Швидкість повітря в аспіраційному каналі, м/с, вибирається з додержанням наступної нерівності швидкостей:

$$v_{дом} < v_{ak3} < v_3, \quad (3.17)$$

де $v_{дом}$ - швидкість витання легких домішок, м/с

v_3 - швидкість витання зерна, м/с.

Швидкості витання для даного розрахунку вибираються з відповідної довідкової літератури

Втрати тиску на місцеві опори, Па, визначаємо за формулою

$$p_m = \sum \xi \cdot \frac{v_{нок}^2 \cdot \rho_n}{2g}, \quad (3.18)$$

де $\sum \xi$ - коефіцієнт місцевих опорів;

$v_{нок}$ - швидкість повітря в осадових камерах, м/с;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Для осадових камер приймається $\sum \xi = 0,5$.

Швидкість повітря в осадівій камері приймається рівною швидкості повітря в аспіраційному каналі тобто

$$v_{нок} = v_{ak}. \quad (3.19)$$

Втрати тиску у повітропотокі, Па, визначаємо за формулою:

$$p_n = \xi_{\epsilon} \cdot l_n \frac{v_{nn}^2 \cdot \rho_n}{2g}, \quad (3.20)$$

де ξ_{ϵ} - коефіцієнт втрат на 1м повітропотокі ($\xi_{\epsilon} = 0,06$);

l_n - довжина повітропотокі, м;

v_{nn} - швидкість повітря у повітропотокі, м/с.

Швидкість повітря у повітропотокі v_{nn} , м/с приймається на **10...20%** більша, ніж в аспіраційному каналі, тобто

$$v_{nn} = (1,1...1,2) v_{ak}, \quad (3.21)$$

Втрати тиску в циклоні p_u , Па, визначається за формулою

$$p_u = 1,2 \xi_u \cdot \frac{v_{nu}^2 \cdot \rho_n}{2g}, \quad (3.22)$$

де ξ_u - коефіцієнт опорів у циклоні ($\xi_u = 20...25$);

v_{nu} - швидкість повітря при вході в циклон, м/с.

Швидкість повітря при вході в циклон v_{nc} , дорівнює швидкості повітря у повітротоку v_{nn} , тобто:

$$v_{nc} = v_{nn}, \quad (3.23)$$

Визначивши витрату повітря V_n і втрати тиску p вибираємо вентилятор по аеродинамічних характеристиках. При виборі вентилятора необхідно, щоб виконувалися наступні умови

$$V_{вен} > V_n, \quad (3.24)$$

$$p_{вен} > p, \quad (3.25)$$

де $V_{вен}$ - витрата повітря у вентилятора, м³/год.;

$p_{вен}$ - тиск (напір), який створює вентилятор, Па.

По характеристиках вентилятора визначаємо геометричні параметри аспіраційного каналу та потужність електродвигуна для його приводу.

Розрахунок просіювача з вертикальним розташуванням сит

Просіювач – машина, призначена для просіювання борошна та видалення з нього металевих домішок.

Машина має два нерухомих вертикальних сита: одно – внутрішнє циліндричне, друге – зовнішнє напівциліндричне. Борошно проходить скрізь ці сита під дією шнека та лопатевого пристрою.

Секундну продуктивність просіювача визначають за формулою

$$\Pi = \frac{Q}{3600}, \quad (3.26)$$

де Q - годинна продуктивність машини, кг/год.

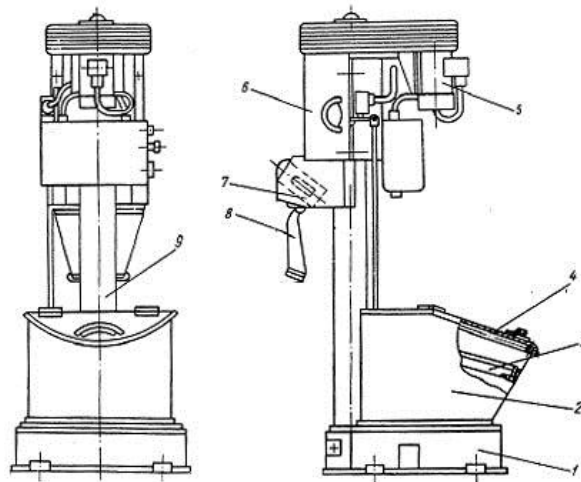


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд просіювача борошна П2 - П:

1 - станина; 2 - приймальний бункер; 3 - запобіжна решітка; 4 - кришка;
5 - привод; 6 - просіювальна головка.

Зовнішній діаметр гвинта визначають за формулою

$$D = \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot \Pi}{n \cdot \rho \cdot \psi \cdot k}}, \quad (3.27)$$

де n - частота обертання шнека, с^{-1} ;
 ρ - щільність борошна кг/м^3 ;
 ψ - коефіцієнт продуктивності;
 k - геометричний коефіцієнт.

Коефіцієнт продуктивності ψ враховує умови завантаження та ступінь завантаження шнеку, а також властивості сировини; геометричний коефіцієнт k враховує частину перетину, яку займають гвинт і вал.

Розраховане значення діаметра округляється до нормального ряду чисел. Для подальших розрахунків задаються наступними розмірами:

- крок гвинта

$$t = (0,7 \dots 0,8) D. \quad (3.28)$$

- висота завантажувального отвору кожуха:

$$h = (1 \dots 1,5) t. \quad (3.29)$$

- діаметр вала гвинта:

$$d = (0,2 \dots 0,3) D. \quad (3.30)$$

При проектуванні потрібно витримати умову, що робоча частота обертання перевищує критичну:

$$n \geq n_{кр}, \quad (3.31)$$

де $n_{кр}$ - критична частота обертання шнека.

Перевіряємо частоту обертання шнека на критичне значення:

$$n_{кр} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \varphi)}{f \cdot R}}, \quad (3.32)$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

λ - кут підйому гвинтової поверхні, град;

φ - кут тертя спокою вантажу по гвинту, град;

R - внутрішній радіус кожуха шнека, м;

f - коефіцієнт тертя вантажу по кожуху;

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{t}{\pi \cdot D}, \quad (3.33)$$

$$\lambda = \operatorname{arctg}(t), \quad (3.34)$$

$$f = 0,3 \dots 0,4 \quad (3.35)$$

$$\rho = \operatorname{arctg}(f), \quad (3.36)$$

Внутрішній радіус кожуха шнека (сита) визначається за формулою:

$$R = \frac{D}{2} + \delta, \quad (3.37)$$

де δ - зазор між шнеком і ситом (кожухом шнека), $\delta = 2 \dots 3$ мм.

Площа ситової поверхні визначається за формулою:

$$A_c = \Pi / \Pi_o, \quad (3.38)$$

де Π_o - питома продуктивність просіювача, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

Діаметр циліндричного сита визначають за формулою

$$D_c = D + 2 \cdot \delta, \quad (3.39)$$

Висоту циліндричного сита визначають за формулою

$$H_c = \frac{A_c}{\pi \cdot D_c}, \quad (3.40)$$

Необхідна потужність електродвигуна просіювача

$$P_{ed} = \frac{P_1 + P_2}{\eta_n}, \quad (3.41)$$

де P_1 - потужність яка необхідна для підйому борошна шнеком, кВт;

P_2 - потужність, яка необхідна для обертання подаючих лопатей, кВт;

η_n - загальний ККД привода.

$$P_1 = \Pi \cdot H \cdot g \cdot k_1 (\phi + 1) 10^{-3}, \quad (3.42)$$

де H - висота підйому борошна, м;

k_1 - коефіцієнт, що враховує витрати на тертя гвинта у підшипниках шнека, $k_1 = 1,15 \dots 1,2$;

ϕ - коефіцієнт опору руху, $\phi = 10$.

$$P_2 = z \cdot \frac{k_2 \cdot \omega^3 \cdot h}{408} \cdot (R^4 - r^4), \quad (3.43)$$

де z - кількість лопатей, шт.;

k_2 - коефіцієнт опору, $k_2 = 5000$;

ω - кутова швидкість лопатей, s^{-1} ;

h - висота лопатей, $h = 0,03$ м;

R - зовнішній радіус лопаті, м, $R = 0,8$ м;

r - радіус вала лопаті, м, $r = 0,15$ м.

$$\omega = 2\pi \cdot n, \quad (3.44)$$

$$\eta_n = \eta_{nn} \cdot \eta_\zeta, \quad (3.45)$$

де η_{nn} - ККД клинопасової передачі, $\eta_{nn} = 0,94 \dots 0,96$;

η_ζ - ККД зубчастої передачі, $\eta_\zeta = 0,95 \dots 0,97$.

За визначеною потужністю та частотою обертання вибираємо двигун.

3.2 Розрахунок місильної машини з лопатевим робочим органом

Пропускна спроможність тістомісильної машини:

$$Q = \frac{m}{t_{\text{вк}} \cdot K_{\text{зм}} \cdot K_{\text{вк}}}, \quad (3.46)$$

де m - маса тіста, яке потрібно замісити, кг;

$t_{\text{вк}}$ - час роботи машини за одне включення, год;

$K_{\text{зм}}$ - кількість змін роботи машини;

$K_{\text{вк}}$ - кількість включень за зміну.

Продуктивність машини з лопатевими робочими органами:

$$\Pi = 15\pi \cdot \varphi \cdot \rho \cdot S \cdot n (D_{\text{л}}^2 - D_{\text{в}}^2), \quad (3.47)$$

де φ - коефіцієнт подачі, що залежить від конструкції місильного органа;

ρ - об'ємна маса тіста, кг/м³;

$D_{\text{л}}$ - зовнішній діаметр лопаток, м;

$D_{\text{в}}$ - внутрішній діаметр лопаток, м;

S - крок лопаток, м;

n - частота обертання вала з лопатками, об/хв.

Приймається $\varphi = 0,015 \dots 0,04$, $\rho = 1100$ кг/м³.

Для конструкцій місильних лопатевих машин рекомендують наступні співвідношення: внутрішній діаметр лопаток $D_{\text{в}} = 0,5 D_{\text{л}}$, відстань між двома сусідніми лопатками $S_{\text{л}} = 0,07 \dots 0,14$ м, тому крок S між лопатками відповідно буде складати $S = 4S_{\text{л}}$; діаметр вала на якому закріплюють лопатки приймається із діапазону $D_{\text{вл}} = (0,2 \dots 0,4) D_{\text{в}}$ м.

Із формули (3.47)

$$D_{\text{л}} = \sqrt{\frac{\Pi}{11\pi \cdot \varphi \cdot \rho \cdot S \cdot n}}. \quad (3.48)$$

Довжина вікна $L_{\text{в}}$, повинна бути не меншою, ніж відстань між лопатками

$$L_{\text{в}} \geq S_{\text{л}} \quad (3.49)$$

Ширина вікна $B_{\text{в}}$, приймається рівною зовнішньому діаметру лопаток:

$$B_{\text{л}} = D_{\text{л}} \quad (3.50)$$

Довжина мішалки розраховується за формулою:

$$L = K_1 \cdot S_{\text{л}} + K_2 \cdot S, \quad (3.51)$$

де K_1 - коефіцієнт, враховуючий перекриття завантажувального вікна;

K_2 - коефіцієнт, враховуючий кратність транспортування сировини в зоні перемішування.

Коефіцієнти приймаються $K_1 = 1,2 \dots 2,0$; $K_2 = 2,5 \dots 5$ у залежності від тривалості замішування.

Кількість лопаток визначається за формулою

$$Z = \frac{L}{S_{\text{л}}} + 1. \quad (3.52)$$

Площа однієї лопатки визначається за формулою

$$A_{\text{л}} = k \cdot \frac{(D_{\text{л}}^2 - D_{\text{г}}^2)}{8}, \quad (3.53)$$

де k - відношення сумарної площі лопаток до гвинтової поверхні того ж діаметра та кроку; $k = 0,15...0,20$.

Довжина і ширина лопатки

$$a_{\text{л}} = (D_{\text{л}} - D_{\text{г}})/2 \quad (3.54)$$

Значення $a_{\text{л}}$ округлюється до нормального ряду чисел.

$$b_{\text{л}} = A_{\text{л}}/a_{\text{л}}. \quad (3.55)$$

Діаметр ємності тістомісильної машини

$$D_{\text{г}} = D_{\text{л}} + (0,01...0,02). \quad (3.56)$$

Необхідна потужність для замішування тіста в тістомісильній машині:

$$P = \frac{(F_{\text{о}} \cdot v_{\text{о}} + F_{\text{р}} \cdot v_{\text{р}})Z}{1000\eta}, \quad (3.57)$$

$F_{\text{о}}$ і $F_{\text{р}}$ - осьова і радіальна складова рівнодійної сил опору, які діють на лопатку місильного органу;

$v_{\text{о}}$ і $v_{\text{р}}$ - осьова і колова швидкість руху точки прикладання рівнодійної сил опору, які діють на лопатку, м/с;

Z - число лопаток місильного органу;

η - коефіцієнт корисної дії привода, $\eta = 0,7...0,9$.

Колова швидкість точки прикладання рівнодійної сил опору

$$v_{\text{р}} = \omega \cdot R, \quad (3.58)$$

R - радіус до точки прикладання сили на лопатці, м;

ω - кутова швидкість лопаток, рад/с.

$$R = \frac{D_{\text{л}}}{2} - \frac{a_{\text{л}}}{3}. \quad (3.59)$$

$$\omega = \pi \cdot n/30. \quad (3.60)$$

де n - частота обертання лопаток, об/хв.

Осьова швидкість точки прикладання рівнодійної сил опору

$$v_{\text{о}} = v_{\text{р}} \cos \alpha \sin \alpha. \quad (3.61)$$

де α - кут нахилу лопаток до осі обертання.

Кут нахилу лопаток приймається $\alpha = 30^\circ...60^\circ$.

Осьова складова рівнодійної сил опору, що діють на лопатку:

$$F_{\text{о}} = A_{\text{л}} [R \cdot \rho \cdot g \cdot \text{tg}^2(45 + \gamma/2) + 2C \cdot \text{tg}(45 + \gamma/2)](\sin \alpha - \mu \cos \alpha) \quad (3.62)$$

де C - питоме зчеплення тіста з матеріалом лопаті, $C=5000$ Н/м²;

γ - кут внутрішнього тертя тіста, $\gamma = 45^\circ$;

μ - коефіцієнт тертя тіста по лопаті, приймається $\mu = 1$;

ρ - густина тіста, кг/м³.

Радіальна складова рівнодіючих сил опору, що діють на лопатку:

$$F_p = A_n [R \cdot \rho \cdot g \cdot \operatorname{tg}^2(45 + \gamma/2) + 2C \cdot \operatorname{tg}(45 + \gamma/2)](\cos \alpha + \mu \sin \alpha). \quad (3.63)$$

По значенню потужності P , кВт вибирається електродвигун.

Передаточне відношення привода

$$U = \frac{n_{ed}}{n}, \quad (3.64)$$

де n_{ed} - частота обертання вала електродвигуна, об/хв.;

n - частота обертання робочого органу, об/хв.

Привод місильних машин, як правило, складається з зубчастого редуктора і передачі гнучким зв'язком (пасової або ланцюгової).

Редуктор вибирається з відповідного каталогу так, щоб його передаточне число було в півтора-два рази меншим за розраховане передаточне відношення привода.

Пасову передачу використовують у якості швидкохідної ступені привода (між електродвигуном і редуктором), а у випадку застосування ланцюгової передачі її розташовують між редуктором і валом місильного органу.

В обох варіантах компоновки привода застосовують з'єднувальну муфту (бажано компенсуючу пружну), яку у першому варіанті встановлюють між вихідним валом редуктора і валом місильного органу, а у другому – між валом електродвигуна і ведучим валом редуктора.

Передаточне число передачі гнучким зв'язком визначається як:

$$U_{z3} = U/U_{ред}, \quad (3.65)$$

де $U_{ред}$ - передаточне число редуктора.

В якості передаточного механізму привода можна застосувати мотор-редуктор, бажано планетарний. При цьому підвищиться надійність роботи привода, зменшаться його габарити, поліпшиться дизайн.

Після вибору мотор-редуктора необхідно також уточнити частоту обертання лопаток (відхилення не повинне перевищувати $\pm 5\%$).

3.3 Розрахунок шнекових формувачів

3.3.1 Розрахунок шнекового формувача

Продуктивність шнекового пристрою, що застосовується для формування пластичних харчових мас визначається як:

$$P = 0,127 (D - d) \cdot (S - \delta) \cdot (1 - k_o) \rho \cdot \psi \cdot \omega \quad (3.66)$$

де D - зовнішній діаметр шнека, м;

d - внутрішній діаметр шнека (діаметр вала шнека), м;

S - крок витка шнека, м;

δ - товщина витка шнека, м;

k_o - коефіцієнт відставання;

ρ - щільність матеріалу, кг/м³;

ψ - коефіцієнт заповнення простору між витками;

ω - кутова швидкість шнека, с⁻¹

Крок витків шнека визначається з умови:

$$S = (0,7 \dots 0,8) \cdot D. \quad (3.67)$$

Діаметр вала шнека має бути більшим за граничне значення, яке визначається за формулою

$$d_{cp} = \frac{S}{\pi} \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (3.68)$$

де φ - кут тертя між витком шнека і продуктом.

Відношення діаметрів шнека і вала:

$$a = D/d. \quad (3.69)$$

Кут підйому гвинтових ліній на зовнішній стороні шнека і на валу

$$\alpha_D = \arctg(S/(\pi \cdot D)). \quad (3.70)$$

$$\alpha_d = \arctg(S/(\pi \cdot d)) \quad (3.71)$$

Середнє значення кута підйому гвинтових ліній витка шнека

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_D + \alpha_d). \quad (3.72)$$

Коефіцієнт відставання частинок матеріалу в осьовому напрямі:

$$k_o = 1 - (\cos^2 \alpha_{cp} - 0,5 f \cdot \sin 2\alpha_{cp}), \quad (3.73)$$

де f - коефіцієнт тертя між шнеком і продуктом, $f = \operatorname{tg} \varphi$.

Згинаючий момент у витку шнека по внутрішньому контуру (по валу):

$$M_{32} = \frac{p_{max} \cdot D^2}{32} \cdot \frac{1,9 - 0,7a^{-4} - 1,2a^{-2} - 5,2 \ln a}{1,3 + 0,7a^{-2}}, \quad (3.74)$$

де p_{max} - максимальний тиск пресування, МПа;

Товщину витка шнека визначимо з формули:

$$\delta = \sqrt{6M_{32}/[\sigma]_{32}}, \quad (3.75)$$

де $[\sigma]_{32}$ - допустимі напруження на згин, МПа.

Для виготовлення витків шнека, використовують сталь 10, для якої допустимі напруження згину дорівнює $[\sigma]_{32} = 120 \dots 125$ МПа.

Площа внутрішньої циліндричної поверхні корпусу формувача на довжині одного кроку:

$$A_g = \pi \cdot D \cdot (S - \delta). \quad (3.76)$$

Довжина розгортки гвинтових ліній, які відповідають діаметрам вала і зовнішньому діаметру шнека:

$$l = \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}, \quad (3.77)$$

$$L = \sqrt{S^2 + (\pi D)^2}. \quad (3.78)$$

Площа поверхні витка шнека на довжині одного кроку

$$A_{ш} = \frac{1}{4\pi} \left[\pi \cdot D \cdot L - \pi \cdot D \cdot l + S^2 \ln \frac{D + 2L}{d + 2l} \right]. \quad (3.79)$$

Обертаючий момент на валу шнека, Н·м

$$T = 0,131 \cdot z \cdot \delta_{\text{дв}} (D^3 - d^3) \operatorname{tg} \alpha_{\text{ср}}, \quad (3.80)$$

де z - число робочих кроків (витків) шнека.

Осьове зусилля на валу шнека, Н

$$F_s = 0,392 \cdot z \cdot (D - d) p_{\text{max}}. \quad (3.81)$$

Нормальні (стиску) і дотичні (кручення) напруження у небезпечному перерізі вала шнека, МПа

$$\sigma_{\text{см}} = F_s / A_g = 4F_s / (\pi \cdot d^2). \quad (3.82)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi \cdot d^3}, \quad (3.83)$$

де A_g - площа поперечного перерізу вала шнека, м²;

W_p - полярний момент опору поперечного перерізу вала шнека, м³.

Еквівалентні напруження в перерізі вала, МПа:

$$\sigma_{\text{екк}} = \sqrt{\sigma_{\text{см}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2}. \quad (3.84)$$

При перевірці вала шнека на міцність еквівалентні напруження порівнюються з допустимими напруженнями на згин для матеріалу вала.

При виготовленні вала шнека використовувати сталь Ст5, то еквівалентна напруга знаходиться в межах допустимої напруги.

Кутова швидкість шнека визначається при значенні коефіцієнта заповнення міжвиткового простору рівним одиниці.

$$\omega = \frac{\Pi}{0,127(D^2 - d^2)(S - \delta)(1 - k_o)\rho \cdot \psi}. \quad (3.85)$$

Розміри витків шнека і їх число визначаються за виразами:

- довжина шнека, м

$$l_{ш} = z \cdot S. \quad (3.86)$$

- ширина витків, м

$$b = 0,5(D - d). \quad (3.87)$$

Кут вирізу в кільці заготівці витка, рад

$$\alpha_o = 2\pi - (L - l) / b. \quad (3.88)$$

Діаметри (зовнішній і внутрішній) кілець заготовок шнека:

$$D_o = 2L / (2\pi - \alpha_o). \quad (3.89)$$

$$d_o = 2l / (2\pi - \alpha_o). \quad (3.90)$$

Якщо виготовити кільце заготівку без кутового вирізу ($\alpha_o = 0$) то таких кілець для виготовлення шнека заданої довжини потрібна менша кількість тому, що крок такого витка буде мати наступне значення:

$$S' = S \cdot \left(1 + \frac{\alpha_o}{2\pi - \alpha_o} \right) \quad (3.91)$$

З формули видно, що $S' > S$

Кількість кілець заготовок без кутового вирізу визначається за наступною формулою:

$$z' = l_{ш} / S'. \quad (3.92)$$

Потужність на валу шнека визначається як:

$$P = 215 \cdot p_{max} \cdot n \cdot \operatorname{tg} \alpha_{cp} \cdot (R^3 - R_1^3), \quad (3.93)$$

де R і R_1 - зовнішній радіус шнека і радіус його вала,

n - частота обертання вала, об/хв.

$$R = D / 2, \quad (3.94)$$

$$R_1 = d / 2. \quad (3.95)$$

Потужність електродвигуна, яка потрібна для привода формувача

$$P_{ед} = \frac{P}{\eta_z}, \quad (3.96)$$

де η_z - загальний ККД привода шнекового формувача.

За значенням потрібної потужності вибирається електродвигун, формується кінематичний ланцюжок привода, визначаються значення його передаточного відношення і коефіцієнта корисної дії.

3.3.2 Розрахунок макаронного преса

Виходячи із заданої продуктивності макаронного преса ЛПЛ – 2М, визначають годинну витрату борошна M_z , кг/год., необхідну для приготування тіста за формулою:

$$M_z = G \cdot \frac{100 - W_{\theta}}{100 - W_{\theta}^*}, \quad (3.97)$$

де G - продуктивність преса по сухих виробих, кг/год.;

W_{θ} - вологість борошна, % ($W_{\theta} = 12,5 \dots 15,0$ %);

W_{θ}^* - вологість готових виробів, % ($W_{\theta}^* = 11,0 \dots 13,5$ %).

Годинну продуктивність преса G_m , кг/год. по тісту обчислюють за наступною формулою:

$$G_m = G \cdot \frac{100 - W_{\hat{a}}}{100 - W_m}, \quad (3.98)$$

де W_m - вологість тіста, % ($W_m = 29...33\%$).

Частота обертання шнека $n_{ш}$, хв^{-1} визначається за формулою

$$n_{ш} = \frac{G}{0,25 \cdot z \cdot k \cdot (R^2 - R_1^2) \cdot \left(S - \frac{b_1 - b_2}{2 \cos \alpha} \right) \cdot \rho_m \cdot K_n \cdot K_m \cdot K_c}, \quad (3.99)$$

де z - число заходів шнека ($z = 1$);

k - кількість шнеків ($k = 1$);

R і R_1 - зовнішній і внутрішній радіус шнека, м;

S - крок гвинтової лопаті шнека, м;

b_1 і b_2 - ширина гвинтової лопаті шнека в нормальному перетині по внутрішньому і зовнішньому радіусу, м ($b_1 = 8,0...14,0$ мм, $b_2 = 2,5...4,0$ мм);

K_n - коефіцієнт заповнення порожнини пресу тістом;

K_m - коефіцієнт пресування

K_c - коефіцієнт, що залежить від фізико-механічних властивостей тіста;

α - кут підйому гвинтової лінії лопаті по середньому діаметру шнека;

ρ_m - щільність тіста, кг/м^3 ($\rho_m = 1000...1200$ кг/м^3).

При розрахунку приймається: $\alpha = 30...35^\circ$; $K_n = 0,9$; $K_m = 0,56$; $K_c = 0,93$.

Кількість води, л/год., що йде на заміс тіста

$$B_{\text{вод}} = \frac{M_z (W_m - W_{\hat{o}})}{100 - W_m}. \quad (3.100)$$

Частота обертання ротора вакуум-затвору n_z , хв^{-1}

$$n_z = M_z / \rho \cdot V \cdot z_k \cdot K_z, \quad (3.101)$$

де ρ - щільність борошна, кг/м^3 ($\rho = 550$ кг/м^3);

V - об'єм камери затвору, м^3 ($V = 0,01$ м^3);

z_k - кількість камер ($z_k = 2$);

K_z - коефіцієнт заповнення камер ($K_z = 0,8$).

Потужність, необхідну для обертання ротора вакуум-затвору, кВт можна визначити по формулі потрібної потужності для барабанного дозатора

$$P = \frac{F_{mp} \cdot v}{1000 \cdot \eta} \cdot K_n, \quad (3.102)$$

де F_{mp} - сила тертя борошна в камерах об'єкту розташовані шари, Н;

v - окружна швидкість утворюючої поверхні ротора, м/с;

η - ККД механізму привода ($\eta = 0,98$);

K_n - коефіцієнт, що враховує опір тертя в підшипниках і тертя борошна об кожух ротора ($K_n = 2...3$).

$$F_{mp} = p \cdot A \cdot f, \quad (3.103)$$

де p - тиск борошна на поверхні затвору, Па;

A - площа горизонтального перетину бункера, м^2 .

f - коефіцієнт тертя борошна по борошну ($f = 0,6...0,7$).

$$p = R_{en} \cdot \rho_0 / (f \cdot K_n), \quad (3.104)$$

де R_{en} - гідравлічний радіус випускного отвору, м.

$$R_{en} = A / P, \quad (3.105)$$

де P - периметр горизонтального перетину отвору, м.

$$v = \pi \cdot R_{en} \cdot n_3 / 30. \quad (3.106)$$

3.3.3 Розрахунок параметрів преса рослинної олії

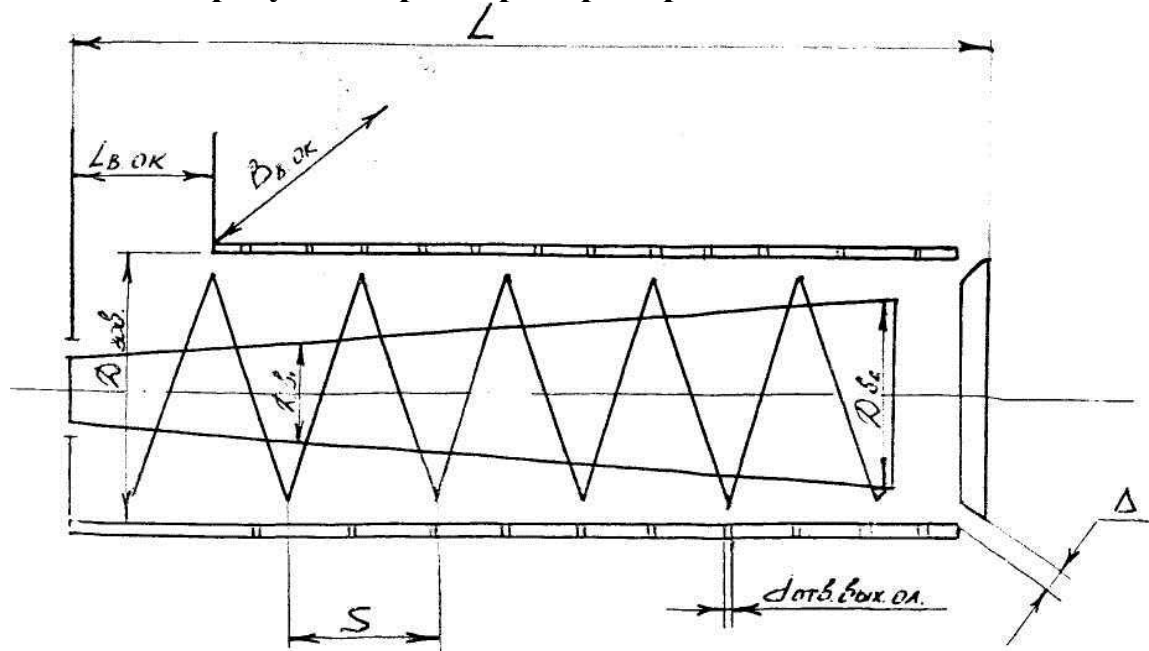


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема преса рослинної олії
Продуктивність преса по насінню Q , кг/год. визначається як:

$$Q = 47,1 \cdot D_3^2 \cdot S \cdot n \cdot \rho \cdot (1 - \psi) \cdot (1 - K_n), \quad (3.107)$$

де D_3 - зовнішній діаметр шнека, м;

S - крок витка шнека, м;

n - частота обертання шнека, об/хв.

ρ - об'ємна маса насіння, кг/м³;

ψ - коефіцієнт заповнення;

K_n - коефіцієнт повернення.

Із формули (3.107) визначається зовнішній діаметр шнека D_3 , м

$$D_3 = \sqrt{\frac{Q}{47,1 \cdot S \cdot n \cdot \rho \cdot (1 - \psi) \cdot (1 - K_n)}}. \quad (3.108)$$

Довжина шнека, м розраховується за формулою:

$$L = 3 \cdot L_3, \quad (3.109)$$

де L_3 - довжина зони пресування, м;

$$L_3 = (3 \dots 4) \cdot S \quad (3.110)$$

Пропускна спроможність машини визначається так:

$$Q_m = Q_{ол} + Q_{шр}, \quad (3.111)$$

де $Q_{ол}$ - пропускна спроможність по олії, кг/год.;

$Q_{шр}$ - пропускна спроможність по шроту, кг/год.

$$Q_{ол} = Q_m \cdot K_{вих}, \quad (3.112)$$

де $K_{вих}$ - коефіцієнт виходу, $K_{вих} = 0,3 \dots 0,38$.

$$Q_{шр} = Q_m - Q_{ол}. \quad (3.113)$$

Пропускна спроможність в залежності від параметрів машини:

$$Q_m = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho, \quad (3.114)$$

де A - площа поперечного перерізу преса, м²;

v - швидкість поступального руху маси сировини, м/с.

$$A = \frac{\pi(D_3^2 - D_6^2)}{4}, \quad (3.115)$$

де D_6 - внутрішній діаметр витка шнека, м.

$$v = \frac{S \cdot n}{60} \cdot K_{об} \cdot K_m, \quad (3.116)$$

де $K_{об}$ - коефіцієнт, що враховує обертання маси разом зі шнеком;

K_m - коефіцієнт, що враховує товщину витків та їх профіль.

Поправочні коефіцієнти приймають $K_{об} = 0,7...0,75$, $K_m = 0,7...0,9$.

Як видно з рисунка, вал шнека преса має конічну форму, його менший (початковий) діаметр визначається з виразу:

$$D_6^n = \sqrt{D_3^2 - \frac{\pi \cdot Q_m}{15 \cdot S \cdot n \cdot K_{об} \cdot K_m \cdot \rho}}. \quad (3.117)$$

Внутрішній діаметр шнека на виході з преса, м

$$D_6^n = \sqrt{D_3^2 - \frac{\pi \cdot Q_m}{15 \cdot S \cdot n \cdot K_{об} \cdot K_m \cdot \rho_{ур}}}, \quad (3.118)$$

де $\rho_{ур}$ - об'ємна маса шроту, кг/м³, $\rho_{ур} = 1800...2000$ кг/м³.

Пропускна спроможність по олії описується виразом:

$$Q_{ол} = \frac{\pi \cdot d_{отв}^2}{4} \cdot z \cdot v_{ол} \cdot \rho_{ол}, \quad (3.119)$$

де $d_{отв}$ - діаметр отворів для виходу олії, м;

$v_{ол}$ - швидкість проходження олії через отвори, м/с;

z - кількість отворів у кожусі шнека, шт.

При розрахунку приймають $d_{отв} = 0,5...1,5$ мм, $v_{ол} = 0,6...1,0$ м/с.

Із виразу (3.119) знаходиться кількість отворів

$$z = \frac{4 \cdot Q_{ол}}{\pi \cdot d_{отв}^2 \cdot v_{ол} \cdot \rho_{ол}}. \quad (3.120)$$

Ширина завантажувального вікна не повинна бути більшою за зовнішній діаметр шнека

$$B_{зв} \leq D_3. \quad (3.121)$$

Довжина вікна не повинна бути меншою, ніж крок шнеку у зоні завантаження тобто:

$$L_{зв} \geq S. \quad (3.122)$$

Розраховуємо питомий стиск насіння

$$p = \frac{2,52 \cdot b \cdot \epsilon^{5,5}}{e^{0,022W}}, \quad (3.123)$$

де ε - ступінь стиску насіння;

W - вологість насіння, %;

e - основа натурального логарифма;

b - емпіричний коефіцієнт, який залежить від вологості насіння і температури його термообробки.

Практична ступінь стиску по насінню у пресі визначається як:

$$\varepsilon_{np} = 0,97[\varepsilon - (21,8 - 1,16 \cdot \delta)], \quad (3.124)$$

де δ – ширина вихідної щілини при якій працює прес, мм

Значення потужності для привода преса визначається по аналогії з подібними пристроями шнекової конструкції.

3.4 Розрахунок параметрів тістоокруглювальної машини

Визначення пропускної спроможності тістоокруглювальної машини

$$Q = \frac{M}{m_{\text{заг}} \cdot \tau \cdot \eta}, \quad (3.125)$$

де M - маса тіста, яку належить округлити, кг;

$m_{\text{заг}}$ - маса тіста однієї заготовки, кг;

τ - час роботи тістоокруглювача, год.;

η - коефіцієнт використання робочого часу, $\eta=0,8\dots1,0$.

Кількість заготовок, яку необхідно виготовити за заміну, шт.

$$z = M / m_{\text{заг}}, \quad (3.126)$$

Визначення геометричних параметрів чаші

Розрахункова схема машини наведена на рисунку 10.

Діаметр D_1 визначається з умови, м

$$D_1 \geq d_{\text{см}} + 2K \cdot d_{\text{заг}}, \quad (3.127)$$

де $d_{\text{см}}$ - діаметр стійки, на якій закріплюється чаша, м, $d_{\text{ст}}=0,05$;

K - коефіцієнт, що враховує неправильну форму заготовки, $K=1,2$.

$d_{\text{заг}}$ - діаметр шматка тіста до заокруглення

$$d_{\text{заг}} = \sqrt{\frac{6M}{\pi \cdot z \cdot \rho}}, \quad (3.128)$$

де ρ - густина тіста до заокруглення, $\text{кг}/\text{м}^3$;

M - маса тіста яку належить округлити, кг;

z - кількість заготовок, шт.

Кут нахилу утворюючої чаші (α) відносно осі обертання приймається із конструктивних міркувань, $\alpha = 30^\circ$.

Довжина утворюючої сторони чаші приймається з умови

$$l = (2,5\dots3,0)l_1, \quad (3.129)$$

де l_1 - довжина периметру проекції заготовки, м.

$$l_1 = \pi \cdot d_{\text{заг}}. \quad (3.130)$$

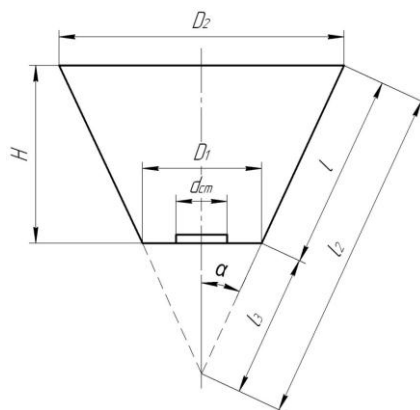


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема тістоокруглювальної машини

Висота чаші, м:

$$H = l \cdot \cos \alpha. \quad (3.131)$$

Верхній діаметр основи, м

$$D_2 = 2 \cdot l \cdot \sin \alpha + D_1. \quad (3.132)$$

Визначення параметрів витка жолоба

Для тістоокруглювальних машин з конічною чашею приймається один виток жолоба ($z=1$). Крок витка (t) приймають рівним висоті чаші, м

$$t = H. \quad (3.133)$$

Кут нахилу спіралі жолоба β відносно утворюючої сторони чаші визначається як кут між дотичною до жолоба та утворюючою в точці їх дотику.

$$\beta = \arccos \frac{l_2}{l' + l''}, \quad (3.134)$$

де l_2 - довжина утворюючої повного конуса, м;

l' - довжина витка жолоба для повного конусу, м.

l'' - довжина периметра нижньої основи чаші, м.

$$l_2 = \frac{D_1}{2 \sin \alpha} + l, \quad (3.135)$$

$$l' = \frac{l_2}{\cos \alpha}. \quad (3.136)$$

$$l'' = \pi \cdot D_1. \quad (3.137)$$

Довжина жолоба визначається за формулою

$$l'_1 = l' + l'' - \frac{l_3}{2 \cos \beta \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (3.138)$$

$$l_3 = l_2 - l. \quad (3.139)$$

Таким чином

$$l'_1 = \frac{l_2}{\cos \alpha} + \pi \cdot D_1 - \frac{l_3}{2 \cos \beta \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (3.140)$$

Визначення кута сходження жолоба

З метою збільшення степеню ущільнення заготовки тіста по мірі її проходження по жолобу потрібно, щоб жолоб поступово звужувався. На виході ширина жолоба повинна бути такою, щоб сформовані вироби мали однаковий встановлений діаметр. Подібний ефект досягають за рахунок кута сходження жолоба, значення якого можна визначити з рівняння

$$\alpha_{cx} = \arctg \frac{d_{заг} - d_{вир}}{l}, \quad (3.141)$$

де $d_{вир}$ - діаметр виробу (сформованої тістової заготовки).

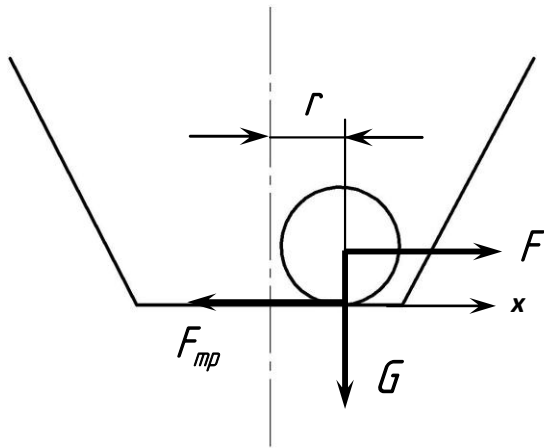
Оскільки об'єм виробу на виході із жолоба зменшується на 20...30% від початкового свого об'єму, то можна вираз (3.17) записати в наступному вигляді

$$\alpha_{cx} = \arctg \frac{K_v \cdot d_{заг}}{l}, \quad (3.142)$$

де K_v - коефіцієнт, що враховує змінення об'єму заготовки при її переміщенні по жолобу, $K_v = 0,7...0,9$.

Визначення кінематичних параметрів машини

Визначення частоти обертання чаші



Для визначення частоти обертання чаші складається розрахункова схема сил (рисунок 3.4), з'ясовуються діючі на тістову заготовку зусилля (відцентрова рушійна сила F , сила тертя $F_{тр}$, сила ваги заготовки G) і записується рівняння рівноваги сил на вісь x .

Рисунок 3.4 – Розрахункова схема сил

$$\sum F(x) = 0; \quad -F_{тр} + F = 0$$

$$\text{або } F = F_{тр} \quad (3.143)$$

де F - відцентрова рушійна сила, яка діє на заготовку;

$F_{тр}$ - сила тертя заготовки по жолобу, Н.

Але оскільки $F_{тр} = G \cdot f$, то рушійна сила дорівнює:

$$F = G \cdot f, \quad (3.144)$$

де G - сила ваги тістової заготовки, Н

f - коефіцієнт тертя ковзання; $f = 0,2$.

Із виразу (3.19) слідує, що

$$F = m \cdot g \cdot f. \quad (3.145)$$

Також рушійну силу можна описати так:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (3.146)$$

де ω - кутова швидкість чаші, рад/с;

r - відстань від осі обертання чаші до центру заготовки, м.

$$r = \frac{D_1 - d_{заг}}{2}. \quad (3.147)$$

Тоді підставляючи вираз (3.21) в вираз (3.22) отримаємо:

$$\omega = \sqrt{\frac{f \cdot g}{r}} \quad (3.148)$$

Частота обертання чаші, хв^{-1}

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad (3.149)$$

Зі змінням маси заготовки відповідно змінюється за величиною і рушійна сила. Щоб виконувалась умова (3.19) необхідно змінити кутову швидкість чаші. При її змінні буде змінюватися і пропускна спроможність округлювальної машини.

Щоб пропускна спроможність машини була не меншою за розрахункову, необхідно щоб виконувалась наступна умова

$$\omega \geq \omega_{min}, \quad (3.150)$$

де ω_{min} - мінімальна кутова швидкість чаші.

Мінімальна кутова швидкість чаші (ω_{min}) розраховується за формулою

$$\omega_{min} = \frac{2V_{cp} \cdot \cos \beta}{\varepsilon \cdot r_{cp}}, \quad (3.151)$$

де ε - коефіцієнт, який враховує ступінь проковзування заготовки в залежності від стану робочої поверхні; $\varepsilon = 0,8...0,9$.

r_{cp} - середній радіус чаші, м;

V_{cp} - середня швидкість переміщення заготовки, м/с

$$r_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4}. \quad (3.152)$$

$$V_{cp} = l''/t, \quad (3.153)$$

де t - час виходу одного виробу, с

$$t = 1/Q, \quad (3.154)$$

де Q - пропускна спроможність округлювальної машини, шт./с.

Визначення потужності електродвигуна тістоокруглювача

Потужність, необхідна для функціонування округлювальної машини (потужність електродвигуна) визначається за виразом:

$$P_{ed} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta}, \quad (3.155)$$

де P_1 - потужність, яка потрібна на округлення заготовки;

P_2 - потужність, яка потрібна на подолання сил інерції;

P_3 - потужність, потрібна на подолання сил тертя в підшипниках;

η - загальний ККД привода.

Загальний ККД визначається добуток окремих ККД передач, які входять у склад привода машини:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (3.156)$$

де $\eta_1... \eta_n$ - ККД передач, що складають кінематичний ланцюжок привода.

Для черв'ячного редуктора $\eta = 0,75...0,9$; для клинопасової передачі $\eta = 0,92...0,95$; для ланцюгової передачі $\eta = 0,93...0,95$; для зубчатих передач в залежності від форми зуба $\eta = 0,96...0,98$.

Напрямок сил, що діють при округленні на чашу та жолоб, визначаємо з умови рівноваги заготовки.

Дія чаші та жолоба (несучого і формуючого органа) на заготовку замінюється відповідними силами (рисунок 3.5).

Рівнодійну сил тиску жолоба позначимо $F_{ж}$, рівнодійну сил тиску чаші позначимо $F_{ч}$. Приймається, що ці сили прикладені посередині відрізка b .

Обидві ці сили є рівними і направлені у протилежні сторони, так що їх можна позначити як силу $F = F_{жс} = F_q$ і розкласти на дві складові: горизонтальну F_x і вертикальну F_y .

$$F_x = F \cdot \sin \psi \quad (3.157)$$

$$F_y = F \cdot \cos \psi \quad (3.158)$$

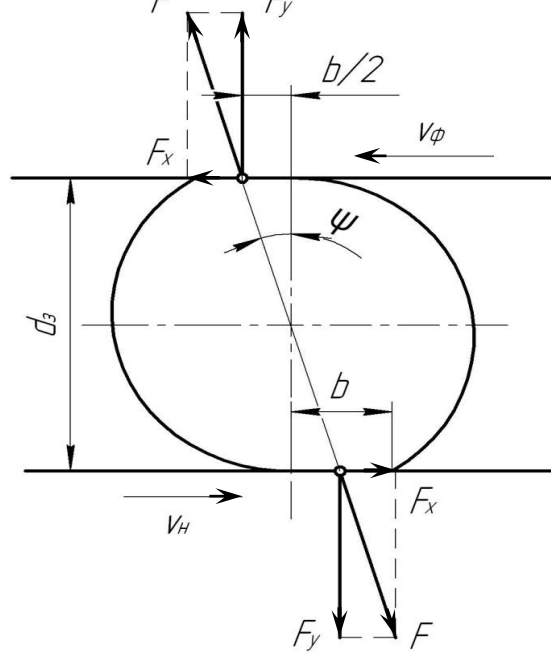


Рисунок 3.5 – Схема визначення кута нахилу сил до вертикалі
Кут нахилу сили до вертикалі можна визначити із співвідношення:

$$\operatorname{tg} \psi = b / d_3, \quad (3.159)$$

де b - ширина площі контакту заготовки та жолоба

$$b \approx 0,4d_{заг} \quad (3.160)$$

Потужність потрібна на округлення заготовки визначиться як:

$$P_1 = F(v_\phi + v_n)(\sin \psi + b \cdot \cos \psi / d_{заг}), \quad (3.161)$$

де v_ϕ і v_n - середні швидкості формуючої і несучої частин машини; м/с.

Оскільки кут нахилу утворюючої чаші α та кут нахилу жолоба β мають постійні значення, то рух заготовки можна вважати рівноприскореним і на заготовку буде діяти сила інерції заготовки F_i , яка визначається за формулою:

$$F_i = m \cdot a, \quad (3.162)$$

де m - маса заготовки, кг;

a - прискорення заготовки; м/с².

$$a = \frac{V_{max}}{t}, \quad (3.163)$$

де V_{max} - максимальна швидкість заготовки, м/с;

t - час виходу одного виробу, с.

$$V_{max} = 2 \cdot V_{cp}. \quad (3.164)$$

Потужність, необхідна на подолання сил інерції заготовки

$$P_2 = F_i \cdot V_{cp}. \quad (3.165)$$

Потужність, необхідна для подолання тертя в підшипниках ковзання

$$P_3 = \frac{2}{3} G_q \cdot f_{mp} \cdot r_{cp} \cdot \omega_{min}, \quad (3.166)$$

де G_q - сила ваги чаші, Н;

f_{mp} - коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання; $f_{mp} = 0,12 \dots 0,15$;

r_{cp} - середній радіус стійки чаші, $r_{cp} = d_{cm} / 4$.

$$G_q = (V_3 - V_6) \cdot \rho_q \cdot g \quad (3.167)$$

де V_3 - зовнішній об'єм чаші, м³;

V_6 - внутрішній об'єм чаші, м³;

ρ_q - щільність матеріалу чаші; кг/м³;

g - прискорення вільного падіння, м/с² $g = 9,81$.

Для конічної чаші (див. рисунок 3.3) зовнішній і внутрішній об'єми визначаються за формулами:

$$V_3 = \frac{\pi}{3} (H + 5) \left[\left(\frac{D_1}{2} + 5 \right)^2 + \left(\frac{D_2}{2} + 5 \right)^2 + \left(\frac{D_1 \cdot D_2}{2} + 5 \right) \right] \quad (3.168)$$

$$V_6 = \frac{\pi \cdot H}{3} \left(\frac{D_1^2}{4} + \frac{D_2^2}{4} + \frac{D_1 \cdot D_2}{2} \right) \quad (3.169)$$

Основними матеріалами, з яких виготовляють чаші тістоокруглювальних машин, є чавун та алюмінієві сплави і у формулу (3.167) слід підставити щільність матеріалу чаші.

3.5 Інженерний розрахунок хлібопекарської печі

Продуктивність пічного агрегату з люлечно-подовим конвеєром, кг/год.

$$G_x = 60 \cdot n_l \cdot n_\phi \cdot m_x / \tau, \quad (3.170)$$

де n_l - кількість робочих люльок конвеєра;

n_ϕ - кількість форм з хлібом на люльці;

m_x - маса одного буханця хліба, кг;

τ - тривалість випічки, хв.

Рівняння теплового балансу пекарної камери для безперервно працюючої печі має наступний вигляд:

$$Q_{нк} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8, \quad (3.171)$$

де Q_1 - витрата теплоти на випічку 1 кг хліба (корисна теплота), кДж/кг;

Q_2 - теплота на перегрів пари, яку подають для зволоження, кДж/кг;

Q_3 - витрата теплоти на нагрів вентиляційного повітря, кДж/кг;

Q_4 - витрата теплоти на нагрів транспортних пристроїв, кДж/кг;

Q_5 - втрати теплоти в оточуюче середовище через огорожі, кДж/кг;

Q_6 - втрати теплоти через нижню стінку пекарної камери, кДж/кг;

Q_7 - втрати теплоти випромінюванням через посадочне вікно, кДж/кг;

Q_8 - витрата теплоти на акумуляцію, кДж/кг.

Теоретична витрата теплоти на випічку 1 кг хліба

$$Q_1 = W'_{ен} (i_{n.n} - i_g) + q_c c_c (t_c - t_m) + (W_x c_g + q_{см} c_{см}) (t_c - t_m) \quad (3.172)$$

де $W'_{ен}$ - кількість вологи, яка випаровується з 1 кг хліба, кг/кг;

W_x - вміст вологи у 1 кг хліба в момент виходу з камери, кг/кг;

$i_{n.n}$ та i_g - ентальпія перегрітої пари та води в тісті, кДж/кг;

q_c і c_c - вміст скоринки в 1 кг гарячого виробу і її теплоємність;

t_c і t_m - середня температура скоринки і тіста, °С;

t_m - середня температура м'якуша гарячого хліба, °С.

$q_{см}$ - вміст сухої речовини м'якушки 1 кг хліба, кг/кг;

$c_{см}$ - питома теплоємність сухої речовини м'якушки хліба, кДж/(кг·К);

c_g - питома теплоємність води, кДж/(кг·К);

Вміст сухої речовини м'якушки 1 кг хліба визначається як:

$$q_{см} = 1 - (q_c + W_x) \quad (3.173)$$

При розрахунку приймається: $W'_{ен} = 0,081$ кг на 1 кг гарячого хліба;

$i_{n.n} = 2700..2900$ кДж/кг; $i_g = 125$ кДж/кг; $q_c = 0,285$ кг/кг; $t_c = 120$ °С;

$c_c = c_{см} = 1,47$ кДж/(кг·К); $W_x = 0,45$ кг/кг; $c_g = 4,187$ кДж/(кг·К); $t_m = 98$ °С.

Теплота на перегрів пари, яка подається для зволоження середовища пекарної камери та тістових заготовок

$$Q_2 = (i_{n.n} - i_{н.н}) D_{н.н} \quad (3.174)$$

де $i_{н.н}$ - ентальпія насиченої пари;

$D_{н.н}$ - масова частка насиченої пари, яка поступає в пекарну камеру на 1кг гарячого хліба, $D_{н.н} = 0,09$ кг/кг.

Ентальпія насиченої пари визначається при тиску перед паровим зволожуючим пристроєм $p_1 = 120$ кПа і ступені сухості пари $x = 0,9$, по таблиці водяної пари в стані насичення.

Витрата теплоти на нагрів вентиляційного повітря

$$Q_3 = (W'_{ai} + D_{i,i}) \tilde{n}_d (d'_{ai} - d_n) \quad (3.175)$$

де c_p - масова питома теплоємність повітря, $c_p = 1,005$ кДж/кг;

d'_{en} - вологовміст гарячого вологого повітря в пекарній камері, кг/кг;

d_n - вологовміст повітря поза пекарною камерою, кг/кг.

При розрахунках значення вологовмісту визначається за **додатком А** в наступних умовах: d'_{en} у перетині вікна на виході з пекарної камери при вологості $\phi'_{en} = 35...45\%$ і температурі $t_{нк} = 125$ °С, значення d_n визначають при $\phi_n = 70...75\%$ і $t_{нк} = 25...30$ °С.

Витрати теплоти на нагрів транспортних пристроїв Q_4 являють собою суму двох складових: витрати на нагрів конвеєра печі (в процесі випікання ці витрати відсутні оскільки конвеєр не виходить за межі пекарної камери) і витрати на нагрів форм для хліба.

Таким чином, витрати на нагрів транспортних пристроїв складають:

$$Q_4 = m_\phi \cdot c_m (t''_\phi - t'_\phi), \quad (3.176)$$

де m_ϕ - маса матеріалу форму, що приходить на 1кг хліба, кг;

c_m - питома теплоємність матеріалу форми, кДж/(кг·К);

t'_ϕ - температура форми при вході в пекарну камеру, °С;

t''_ϕ - температура форми при виході з печі, °С.

Приймають для сталевих форм $m_\phi = 0,61$ кг/кг; $c_m = 0,462$ кДж/(кг·К);
 $t'_\phi = 30$ °С; $t''_\phi = 165$ °С.

Втрати теплоти огороженнями пекарної камери

$$Q_5 = 3,6Q_{oc} / G_x \quad (3.177)$$

де G_x - продуктивність печі, кг/год.;

Q_{oc} - втрати теплоти огороженнями камери в оточуюче середовище, Вт.

$$Q_{oc} = \alpha_k \cdot A_n \cdot (T_{нк} - T_n) + C_o \cdot \varepsilon_n \cdot A_n [(0,01T_{нк})^4 - (0,01T_n)^4] \quad (3.178)$$

де α_k , - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від поверхні стінок, Вт/(м²·К);

A_n - площа поверхні, що випромінює тепло, м²

$T_{нк}$ і T_n - абсолютна температура камери і зовнішнього повітря, К;

C_o - постійна Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴);

ε_n - приведений ступінь чорноти поверхонь.

Приймають: коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_k = 10...15$ Вт/(м²·К) – більші значення для горизонтальних поверхонь; температуру огорожень пекарної камери $T_{нк} = 313...318$ К (40...45 °С), температуру повітря $T_n = 293$ К (20 °С); коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла (постійну Стефана-Больцмана) $C_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$; приведений ступінь чорноти поверхонь для цегляної кладки в межах $\varepsilon_n = 0,9...0,93$.

У загальному вигляді площа огорожень пекарної камери складається з суми площ вертикальних стінок і верхньої горизонтальної поверхні.

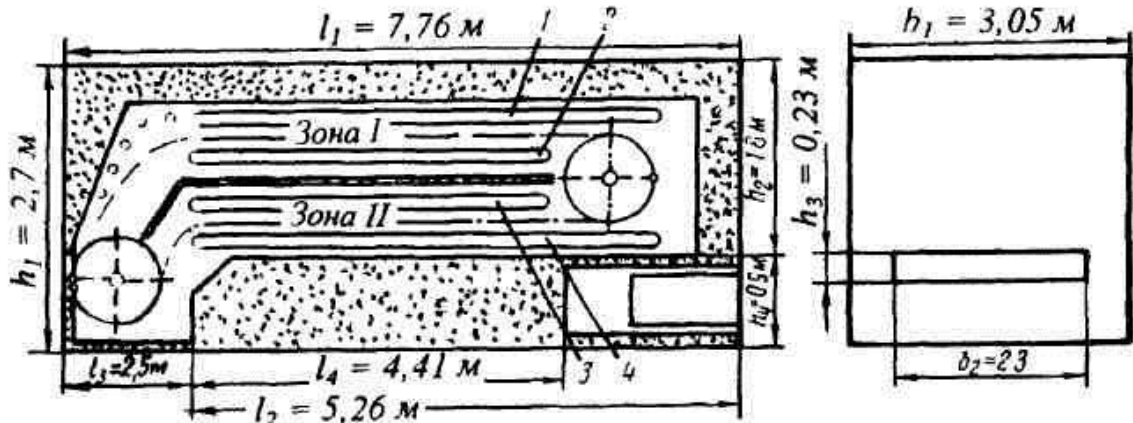


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема печі РЗ-ХПА

$h_1=2,7\text{м}; h_2=1,8\text{м}; l_1=7,76\text{м}; l_2=5,26\text{м}; l_3=2,5\text{м}; b_1=3,05\text{м}$

Площа вертикальних поверхонь огорожі, м², складає (рисунок 3.6):

$$A_{\text{вт}} = A_1 + A_2 + 2A_3 \quad (3.179)$$

де A_1 - площа передньої вертикальної огорожі пекарної камери, м²

$$A_1 = h_1 \cdot b_1 \quad (3.180)$$

A_2 - площа задньої вертикальної огорожі пекарної камери, м²

$$A_2 = h_2 \cdot b_2 \quad (3.181)$$

A_3 - площа вертикальної огорожі бічної стінки пекарної камери, м²

$$A_3 = h_1 \cdot l_3 + h_2 \cdot l_2 \quad (3.182)$$

Площа верхньої горизонтальної огорожі пекарної камери, м²

$$A_{\text{гм}} = l_1 \cdot b_1 \quad (3.183)$$

Втрати теплоти огороженнями камери в оточуюче середовище визначаються за формулою (3.178) для вертикальних та горизонтальних поверхонь окремо і визначені результати складаються.

Втрати теплоти через нижню стінку пекарної камери:

$$Q_6 = 3,6Q_{\text{нс}}/G_x \quad (3.184)$$

де $Q_{\text{нс}}$ - втрата теплоти пекарної камери через нижню стінку печі, Вт.

$$Q_{\text{нс}} = (\lambda_i / \delta_i) A_{\text{нс}} (t_{\text{нс}} - t_{\text{нд}}) \quad (3.185)$$

λ_i - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Вт/(м·К);

δ - товщина стінки (ізоляції), м;

$A_{\text{нс}}$ - площа поверхні нижньої стінки, м²;

$t_{\text{ін}}$ і $t_{\text{іа}}$ - температура нижньої стінки і підлоги, °С

Для наведеної схеми площа поверхні ділянки нижньої стінки, яка не має газоходів та інших тепловиділяючих пристроїв складає:

$$A_{nc} = l_4 \cdot b_1, \quad (3.186)$$

Коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу для шлакової вати приймається $\lambda_i = 0,086$ Вт/(м·К), товщина шару ізоляції $\delta = 0,1 \dots 0,2$ м, температура нижньої стінки печі $t_{nc} = 170 \dots 175$ °С, підлоги $t_{nd} = 20$ °С.

Втрати теплоти випромінюванням через посадочне вікно, кДж/кг

$$Q_7 = C_o \cdot \varepsilon_o \cdot A_o \cdot \varphi \cdot \tau [(0,01T_{cp})^4 - (0,01T_n)^4] \quad (3.187)$$

де ε_o - ступінь чорноти отвору вікна;

A_o - площа отвору посадочного вікна печі, м²;

φ - кутовий коефіцієнт, що залежить від форми і розмірів вікна;

τ - тривалість відкриття посадочного вікна, с;

T_{cp} - середня температура пекарної камери в районі вікна, К.

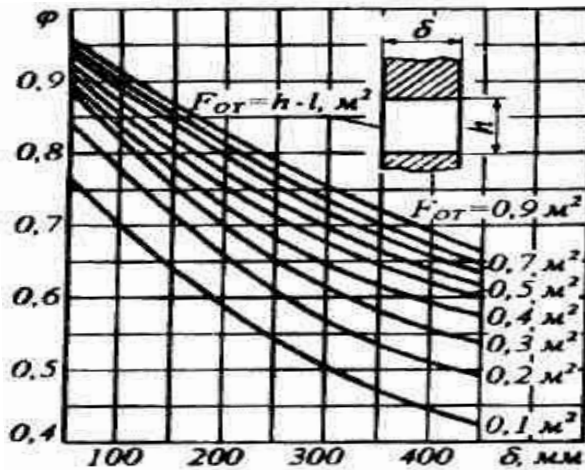


Рисунок 3.7 – Номограма визначення кутового коефіцієнта випромінювання для вікон пекарної камери

При розрахунках приймається: ступінь чорноти отвору вікна $\varepsilon_o = 1$ (як для абсолютно чорного вікна); кутовий коефіцієнт за номограмою на рисунку 3.7; тривалість відкриття вікна 20...30 хв.; $T_{cp} = 378 \dots 383$ К.

Площа вікна A_o , м²

$$A_o = h_3 \cdot b_2, \quad (3.188)$$

де h_3 і b_2 - висота і ширина посадочного вікна, м.

У зв'язку з тим, що пекарські камери розраховуються для безперервної роботи при сталому тепловому режимі, тому витрата теплоти на акумуляцію, не враховується.

Таким чином, останній додаток формули (3.171) $Q_8 = 0$.

Тепловий потік від системи обігріву в пекарну камеру розраховується за формулою, Вт

$$Q_{нк} = Q \cdot G_x / 3,6. \quad (3.189)$$

Технологічний ККД пекарної камери %

$$\eta_{нк} = (Q_1/Q) \cdot 100. \quad (3.190)$$

Середнє значення технологічного коефіцієнта корисної дії пекарної камери знаходиться у межах **0,5...0,65**. Слід зауважити, що цей коефіцієнт носить умовний характер, тому що його величина у значній мірі залежить від виду, маси, упіку хлібобулочних виробів, специфіки теплових потоків та інших вагомих факторів.

Установочна потужність, Вт печі визначається за наступною розрахунковою формулою:

$$P_{уст} = K \cdot Q_{нк}, \quad (3.191)$$

де **K** - коефіцієнт запасу потужності печі.

При розрахунках приймається **K = 1,3...1,6**.

РОЗДІЛ 4

Розрахунки обладнання для перемішування та дозування сипучих харчових продуктів

4.1 Розрахунки змішувачів

4.1.1 Розрахунок лопатевого змішувача

Лопатеві змішувачі використовують для змішування кількох сипучих продуктів між собою або для введення в продукт, що перемішується добавок (жир, розчин солі, цукру та ін.)

Сипучі харчові продукти перемішуються лопатками (радіальними і горизонтальними), що обертаються навколо горизонтального вала. Продукт не тільки перемішується, але й переміщується уздовж корпуса змішувача.

Лопаті можна встановлювати під різноманітними кутами до осі обертання барабана для зміни швидкості просування продукту.

Продуктивність змішувача Q , кг/год. безупинної дії з лопатями, що обертаються може бути визначена за формулою:

$$Q = 15 \cdot \varphi_1 \cdot \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n, \quad (4.1)$$

де φ_1 - коефіцієнт подачі;

ρ - щільність суміші, кг/м³;

D - зовнішній діаметр лопатей, м;

S - крок встановлення лопатей, м;

n - частота обертання лопаті, хв⁻¹.

Коефіцієнт подачі залежить від конструкції лопатей та їх розташування на валу; $\varphi = 0,3 \dots 0,4$ (чим більший кут їх нахилу, тим більше значення φ); Корпус змішувача заповнюють продуктом від половини до повної його ємності. Ширину лопатей приймають в середньому $(0,10 \dots 0,75) \cdot D$.

Необхідна потужність для лопатевого змішувача неперервної дії складається з потужності для привода горизонтальних лопатей P_1 і потужності для привода радіальних (вертикальних) лопатей P_2 .

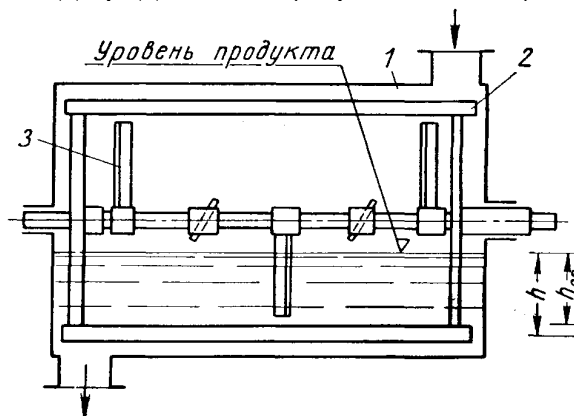


Рисунок 4.1 – Змішувач неперервної дії з лопатями, що обертаються
1 - корпус; 2 - горизонтальні лопаті; 3 - радіальні лопаті; 4, 5 – патрубки завантаження та розвантаження.

Загальна потужність потрібна на привід змішувача

$$P = P_1 + P_2, \quad (4.2)$$

де P_1 - потужність потрібна для привода горизонтальних лопатей, кВт;

P_2 - потужність потрібна для привода вертикальних лопатей, кВт.

$$P_1 = \frac{F_z \cdot v_1 \cdot z_z}{1000}, \quad (4.3)$$

де F_z - рівнодіюча сил опору продукту, що діють на занурену в продукт горизонтальну лопать, Н;

z - кількість горизонтальних лопатей, одночасно занурених в продукт (для розрахунку приймаємо, що всі лопаті повністю занурені в продукт);

v_z - окружна швидкість руху горизонтальних лопатей, м/с.

Під час руху горизонтальної лопаті в продукті їй доводиться переборювати силу ваги і внутрішнє тертя продукту.

Величина рівнодіючої сил опорів F_z , Н визначається за формулою

$$F_z = A_z \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ + \varphi/2), \quad (4.4)$$

де A_z - площа горизонтальної лопаті, м²;

φ - кут внутрішнього тертя продукту, град ($\varphi = 45...55^\circ$);

h - глибина занурення даної лопаті в продукт, м.

Потужність P_2 , кВт необхідна для роботи вертикальних лопатей:

$$P_2 = \sum_1^{z_p} \frac{F_p \cdot v_p + F_o \cdot v_o}{1000}, \quad (4.5)$$

де F_p і F_o - радіальна і осьова складова рівнодіючої сил опору, що діють на вертикальну лопать, занурену в продукт, Н;

v_p і v_o - радіальна і осьова швидкість точки прикладення рівнодіючих сил опору продукту, що діють на вертикальну лопать, занурену в продукт, Н;

z_p - число радіальних (вертикальних) лопатей, одночасно занурених у продукт (приймають рівним загальному числу радіальних лопатей).

Зусилля опору виражаться так:

$$F_p = A_g \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ + \varphi/2) \cdot (\cos \alpha + f \sin \alpha), \quad (4.6)$$

$$F_o = A_g \cdot h \cdot \rho \cdot g \cdot \operatorname{tg}^2(45^\circ + \varphi/2) \cdot (\sin \alpha - f \cos \alpha), \quad (4.7)$$

де α - кут нахилу радіальної лопаті до осі обертання, град;

f - коефіцієнт тертя продукту об лопать.

Радіальна і осьова швидкість, м/с

$$v_p = \frac{(2l \cos \theta + b) \cdot \omega}{3 \cos \theta}, \quad (4.8)$$

де l - довжина лопаті, м;

θ - кут повороту лопаті, град;

b - відстань від осі обертання до рівня продукту, м;

ω - кутова швидкість обертання лопаті, с⁻¹.

Довжина лопаті l визначається як:

$$l = 0,48(D - 2b) \approx 0,34 \dots 0,38 D. \quad (4.9)$$

Осьова швидкість, м/с

$$v_o = v_p \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (4.10)$$

Потужність електродвигуна, кВт для привода змішувача

$$P_{ed} = P \cdot k_z / \eta, \quad (4.11)$$

де $\eta = 0,82 \dots 0,92$ - ККД привода;

k_z - коефіцієнт запасу потужності, $k_z = 1,1 \dots 1,2$.

4.1.2 Розрахунок барабанного змішувача

Змішувальні барабани можуть мати циліндричну, циліндро-біконічну та біконічну форму (рисунок 4.2). Вісь обертання барабана може бути як горизонтальна так і похила.

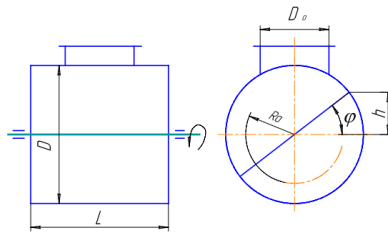


Рисунок 4.2 – Схема барабанного змішувача

Продуктивність, кг/год. барабанного змішувача визначають як:

$$Q = \frac{60 \cdot V_n \cdot \rho_c}{(n_{np}/n_{\phi}) + t_z + t_p}, \quad (4.12)$$

де V_n - об'єм продукту в барабані, м³;

ρ_c - насипна щільність змішаного продукту (суміші), кг/м³;

n_{np} - необхідне число переміщень продукту у барабані, яке забезпечить заданий ступінь змішування;

n_{ϕ} - частота обертання барабана, об/хв.;

t_z і t_p - час завантаження та розвантаження барабана, хв.

У якості вихідних даних до розрахунку використовують потрібну продуктивність змішувача Q , кг/год., необхідне число переміщень продукту n_{np} , щільність компонентів, які входять в суміш $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_k$, кг/м³, процентне співвідношення компонентів у суміші $X_1, X_2, \dots, X_e$, % та фізико-механічні властивості суміші.

Частота обертання барабана приймається в межах $30 \dots 60$ об/хв., час завантаження залежить від об'єму і виду продукту, який змішується, та продуктивністю завантажувального пристрою технологічної лінії по переробці даного продукту $t_z = 2 \dots 5$ хв.

Об'єм, який займає продукт в барабані змішувача визначається як:

$$V_n = \frac{Q \cdot [(n_{np}/n_{\phi}) + t_z + t_p]}{60 \cdot \rho_c}. \quad (4.13)$$

Маса окремих компонентів суміші визначається за формулами:

$$m_1 = Q(X_1/100); m_2 = Q(X_2/100); \dots m_k = Q(X_k/100) \quad (4.14)$$

Об'ємна щільність суміші визначається за виразом:

$$\rho_c = \frac{\rho_1 \cdot m_1 + \rho_2 \cdot m_2 + \dots + \rho_k \cdot m_k}{m_1 + m_2 + \dots + m_k} \quad (4.14)$$

Об'єм порожнини барабана визначається за формулою:

$$V_6 = V_n / \psi, \quad (4.15)$$

де ψ - коефіцієнт заповнення барабана сумішшю, $\psi = 0,5 \dots 0,6$.

Відношення діаметра барабана до його довжини:

$$\gamma = D/L. \quad (4.16)$$

Приймається $\gamma = 0,75 \dots 1,0$.

Діаметр барабана визначається з виразу:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_6}{\pi \cdot \gamma}} \quad (4.17)$$

Довжина барабана дорівнює:

$$L = D \cdot \lambda. \quad (4.18)$$

Діаметр завантажувальної горловини (часто він же діаметр випускного отвору) приймається у межах $D_o = (0,3 \dots 0,5) \cdot D$. Для горловини прямокутного або квадратного перерізу значення довжини і ширини отвору приймають в аналогічних пропорціях.

Час розвантажування ємності барабана:

$$t_p = \frac{V_n}{v \cdot A_o}, \quad (4.19)$$

де v - швидкість витікання вантажу з випускного отвору, м/с;

A_o - площа випускного отвору барабана, м².

Гідравлічний радіус витікання сипучих вантажів залежить від форми вивантажувального отвору.

Для прямокутного отвору:

$$R_z = \frac{(L_o - a) \cdot (B_o - a)}{2(A_o + B_o - 2a)}, \quad (4.20)$$

Для квадратного та круглого отворів:

$$R_z = (L_o - a)/4 \text{ або } R_z = (D_o - a)/4 \quad (4.21)$$

де L_o і B_o - довжина і ширина перерізу отвору, м;

a - середній розмір шматка продукту, м $a = (a_{max} + a_{min}) / 2$.

В залежності від розмірів шматка (мм) сипучі продукти поділяють на крупнозерністі ($2 < a \leq 10$), мілкозерністі ($0,5 < a \leq 2$), порошкоподібні ($0,05 < a \leq 0,5$) і пиловидні ($a \leq 0,05$).

Критичний гідравлічний радіус визначається за формулою:

$$R_{kp} = \frac{\tau_o}{\rho_c \cdot m_{px} \cdot n} + \frac{a}{2}, \quad (4.22)$$

де τ_o - початковий опір зсуву продукту, Па;

m_{px} - коефіцієнт рухливості продукту.

$$m_{px} = 0,18 / f_1, \quad (4.23)$$

де f_1 - коефіцієнт внутрішнього тертя продукту.

Швидкість витікання продукту з вивантажувального отвору визначається в залежності від співвідношення значення гідравлічного радіуса і його критичного значення.

При $R_z \geq R_{кр}$:

$$v = \lambda \cdot \sqrt{2g \cdot \left(1,6 R_z - \frac{\tau_o}{g \cdot \rho \cdot f} \right)} \quad (4.24)$$

При $R_z < R_{кр}$:

$$v = \lambda \cdot \sqrt{2g \cdot \left(1,6 R_z - \frac{3,4 \cdot \tau_o}{g \cdot \rho \cdot f} \right)} \quad (4.25)$$

де λ - коефіцієнт витікання сипучих вантажів, $\lambda = 0,2...0,65$

Сила тяжіння (вага) продукту в барабані визначається за виразом

$$G_{np} = V_n \cdot \rho_c \cdot g. \quad (4.26)$$

Потужність потрібна на привод барабана:

$$P = P_1 + P_2 + P_3, \quad (4.27)$$

де P_1 - потужність потрібна на підйом продукту до кута відкосу;

P_2 - потужність потрібна на перемішування продукту;

P_3 - потужність потрібна на подолання сил тертя у підшипниках.

Величини складових потужностей визначають за наступними виразами:

$$P_1 = \frac{G_{np} \cdot h}{t_n}, \quad (4.28)$$

де h - висота підйому продукту від горизонтального положення до кута природнього відкосу, м;

t_n - час підйому продукту на висоту h , с.

$$h = R_o (1 - \cos \varphi_{нв}), \quad (4.29)$$

де R_o - відстань від осі обертання до центра ваги продукту, м;

$\varphi_{нв}$ - кут природнього відкосу продукту, град.

$$R_o = \frac{C^2}{12A_c}, \quad (4.30)$$

де C - довжина хорди сегменту, який зайнятий продуктом м;

A_c - площа поперечного перерізу продукту, м².

При розрахунках приймають $C = D$.

Площу перерізу продукту в барабані A_c визначають як:

$$A_c = 0,25\pi \cdot D^2 \cdot \psi. \quad (4.31)$$

$$t_n = 0,01745 \cdot \varphi_{ne} / \omega, \quad (4.32)$$

де ω - кутова швидкість барабана, рад/с.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (4.33)$$

Потужність потрібна на перемішування продукту

$$P_2 = G_{np} \cdot R_o \cdot \omega. \quad (4.34)$$

Потужність потрібна на подолання сил тертя у підшипниках

$$P_3 = (G_{\delta} + G_{np}) \cdot f_{np} \cdot r_u \cdot \omega, \quad (4.35)$$

де G_{δ} - сила ваги барабана, Н (визначається розрахунком або по аналогу);

f_{np} - приведений коефіцієнт тертя у підшипниках;

r_{δ} - радіус цапфи (шийки вала) під підшипником, м.

Силу ваги циліндричного барабана можна визначити за формулою:

$$G_{\delta} = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{2} + D \cdot L \right) \cdot \delta_{cm} \cdot \rho_m \cdot g, \quad (4.36)$$

де δ_{cm} - товщина стінки барабана, м;

ρ_m - щільність матеріалу стінок барабана, кг/м³

Має певні особливості розрахунок потужності, що потрібна для перемішування, для пристроїв з похилою віссю обертання, яка збігається з діагоналлю барабана (рисунок 4.3). У цих змішувачах при обертанні барабана продукт переміщається як у радіальному, так і в осьовому напрямках, причому змінюється положення його центру ваги.

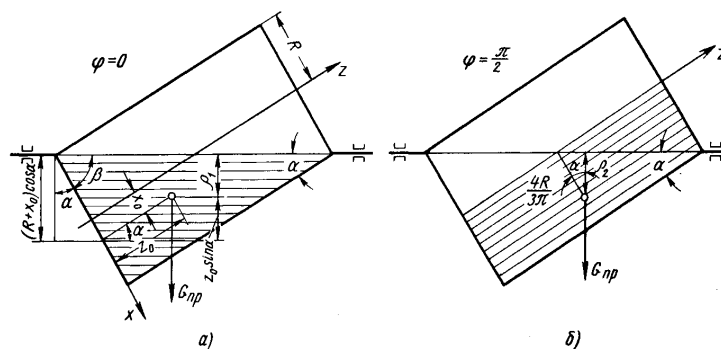


Рисунок 4.3 – Схеми для визначення положення центра ваги продукту

Розглянемо положення центру ваги продукту в такому барабані для ряду послідовних положень барабана, обумовлених кутом його повороту φ , який дорівнює $0, \pi/2, \pi, 3/2\pi$.

Розглянемо два положення: при $\varphi = 0$ та $\varphi = \pi/2$ (рисунок 4.3) і визначимо відстань від центру ваги продукту до осі обертання барабана h .

На рисунку 4.3 видно, що для положення барабана а) :

$$h_1 = (R + x_o) \cos \beta - z_o \sin \beta, \quad (4.37)$$

де x_o і z_o - координати центра ваги;

β - кут нахилу барабану до горизонту;

R - радіус барабана.

При повороті барабана на кут $\pi/2$ із положення *a*) у положення *б*) положення центру ваги продукту зміниться і його координата складе:

$$x_o = 4R/3\pi. \quad (4.38)$$

Знаючи положення центру ваги продукту відносно осей симетрії барабана в 2 положенні $\varphi=\pi/2$, знайдемо в цьому положенні відстань від центру ваги продукту до осі обертання барабана h_2 :

$$h_2 = x_o \cos \beta = \frac{4R}{3\pi \cdot \cos \beta} = 0,4R \cdot \cos \beta, \quad (4.39)$$

Під час обертання барабана продукт у ньому безупинно переміщується, змінюючи свою конфігурацію, а отже, змінюється величина відстані від центру ваги продукту до осі обертання барабана h . Причому при повороті барабана від $\varphi_0 = 0$ до $\varphi_0 = \varphi$ величина h не зміниться, а при подальшому повороті величина h приймаючи проміжні значення від h_1 по h_2 .

Тоді максимальна необхідна потужність для перемішування сипучого продукту в похилому барабані при максимальному значенні складе:

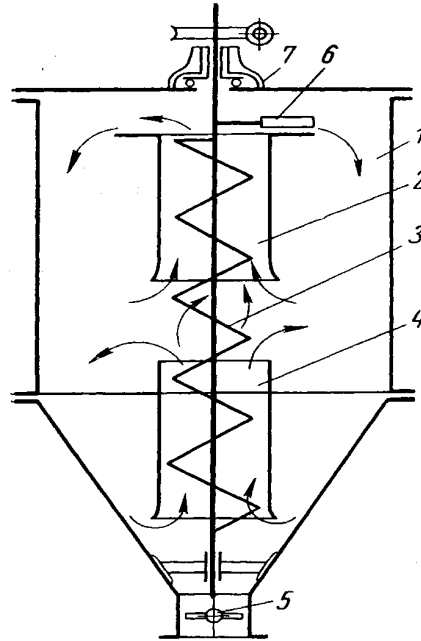
$$P_2 = G_{np} \cdot h_2 \cdot \sin \varphi \cdot \omega. \quad (4.40)$$

Після розрахунку потужності потрібної на привод барабана визначається потрібна потужність електродвигуна, вибирається двигун і механічні передачі привода.

4.1.3 Розрахунок шнекового змішувача

Шнекові змішувачі (з горизонтальними або вертикальними шнеками) використовуються для перемішування і переміщення сипучих продуктів, дозволяючи частково осушити або ж зволожити продукт.

Схема шнекового змішувача періодичної дії з вертикальним шнеком показана на рисуюнок 4.4.



Рисуюнок 4.4 – Схема шнекового змішувача з вертикальним шнеком:
1 - бункер, 2 - верхня труба, 3 - шнек, 4 - нижня труба, 5 - випускний клапан,
6 - скидальна лопата, 7 - приводний механізм з черв'ячним редуктором.

При змішуванні сипучих продуктів шляхом багатократного перемішування їх у бункері після визначеної кількості циклів якість змішування погіршується: суміш як би знов сортується на свої складові вихідні частини. У зв'язку з цим для кожного продукту потрібно експериментально встановлювати оптимальне число переміщень при якому утворюється найкращий технологічний ефект змішування у бункері.

Час потрібний для одного перемішування t , хв. у шнековому змішувачі періодичної дії

$$t = 60V/Q_{\text{шн}} , \quad (4.41)$$

де $Q_{\text{шн}}$ - продуктивність шнека, $\text{м}^3/\text{год.}$;

V - робоча ємкість бункера, м^3 .

За час змішування $t_{\text{зм}}$, хв. бункер повинен один раз наповнитися, один раз розвантажитися і $n_{\text{н.м}}$ раз продукт повинен переміститися в бункері.

Таким чином, тривалість усього процесу перемішування

$$t_{\text{зм}} = t(n_{\text{н.м}} + 2) = \frac{60V(n_{\text{н.м}} + 2)}{Q_{\text{шн}}} , \quad (4.42)$$

де $n_{\text{н.м}}$ - необхідне число переміщень продукту в бункері.

Продуктивність змішувача з горизонтальними шнеками визначається за такою формулою:

$$Q_{зм} = \frac{Q_{шн} \cdot \rho}{n_{н.м} + 2}, \quad (4.43)$$

де ρ - щільність продукту, кг/м³.

Для розрахунків приймаються наступні значення щільності продукту: борошно **500...600** кг/м³; цукор **800...900** кг/м³; зерно **500...700** кг/м³.

Продуктивність шнека, м³/год. визначається за формулою:

$$Q_{шн} = 60\varphi \frac{\pi(D^2 - d^2)S \cdot n}{4}, \quad (4.44)$$

де D - зовнішній діаметр шнека, м;

d - внутрішній діаметр шнека (діаметр вала), м;

S - шаг шнека, м;

n - частота обертання, хв⁻¹;

φ - коефіцієнт наповнення шнека.

Коефіцієнт наповнення шнека приймається: для горизонтального шнека, $\varphi = 0,3...0,4$, а для вертикального шнека $\varphi = 0,7...0,75$.

Необхідна кількість переміщень продукту в бункері

$$n_{н.м} \approx L/S, \quad (4.45)$$

де L – робоча довжина шнека, м.

Продуктивність змішувача з вертикальним шнеком, кг/год.:

$$Q_{зм} = \frac{Q_{шн} \cdot \rho}{n_{н.м} + (t_{зан} + t_{розв})(Q_{шн}/60V)}, \quad (4.46)$$

де $t_{зан}$ - час заповнення бункера продуктом, хв.;

$t_{розв}$ - час розвантаження бункера, хв.

Потужність для привода шнека шнекових змішувачів, кВт складає:

$$P = \frac{Q_{шн}}{367} = (L_o \cdot k_c + H), \quad (4.47)$$

де L_o - горизонтальна проекція робочої довжини шнека, м;

H - вертикальна проекція робочої довжини шнека, м;

k_c - коефіцієнт опору руху продукту по жолобу шнека.

Коефіцієнт опору руху продукту для борошна та зернових продуктів $k_c = 1,2$; для цукру рафінаду та сирого солоду $k_c = 1,5$; для соди та солі $k_c = 2,5$; для цукрового піску $k_c = 4,0$.

Потужність електродвигуна, кВт, яка потрібна для привода шнекового змішувача:

$$P_{ед} = \frac{P \cdot k_z}{\eta_{пр}}, \quad (4.48)$$

де k_z - коефіцієнт запасу потужності $k_z = 1,1...1,2$;

$\eta_{пр}$ - загальний ККД привода $\eta = 0,82...0,92$.

Привод змішувачів, як правило, складається з передачі гнучким зв'язком (клинопасової або ланцюгової) та зубчастого або черв'ячного редуктора; доцільне також використання мотор-редуктора.

4.2 Інженерний розрахунок дозаторів

4.2.1 Розрахунок тарілчастого дозатора

Основними робочими органами тарілчастого дозатора є тарілка (диск), що обертається і скребок, який скидає продукт з диска. Висота шару продукту регулюється пересувною манжетною, надягнутою на патрубок бункера.

Продуктивність тарілчастого дозатора, кг/с

$$Q = A_o \cdot g_o \cdot \rho, \quad (4.49)$$

де A_o - площа поперечного перетину потоку продукту, м²;

g_o - середня швидкість потоку продукту, м/с;

ρ - насипна щільність продукту, кг/м³.

Продукт на диску розташовується у виді кільця трикутного поперечного перетину (рисунок 4.5).

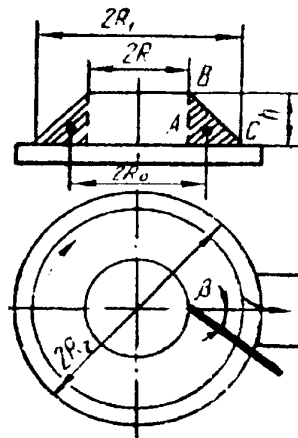


Рисунок 4.5 – Схема для розрахунку тарілчастого дозатора
Площа поперечного перетину кільця, м²

$$A_o = \frac{h^2}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_o}, \quad (4.50)$$

де h - висота підйому манжети над диском, м;

φ_o - динамічний кут природного укосу продукту, град.

Приймається в залежності від виду продукту $\varphi_o = 7...43^\circ$.

Відстань R_o , м, між центром ваги радіального перетину кільця і віссю його обертання

$$R_o = R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \varphi_o}, \quad (4.51)$$

де R - радіус манжети, м.

Середня швидкість руху потоку продукту g_o , м/с, дорівнює швидкості центру ваги перетину

$$\vartheta_o = \frac{\pi \cdot n \cdot R_o}{30}. \quad (4.52)$$

Граничну частоту обертання диска визначають з умови, що найбільший модуль відцентрової сили, яка діє на частинку масою m менший за силу тертя її об диск:

$$m \cdot \omega^2 \cdot R_o \leq f_o \cdot m \cdot g, \quad (4.53)$$

де ω - кутова швидкість диска, рад/с, ($\omega = \pi \cdot n / 30$);

f_o - динамічний коефіцієнт тертя ковзання частинки об диск.

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Коефіцієнт тертя приймається $f_o = 0,36...0,4$.

З формули (4.53) слідує, що кутова швидкість диска, рад/с:

$$\omega = \sqrt{f_o / R_o}. \quad (4.54)$$

Частота обертання диска, об/хв. складе

$$n = 30\omega / \pi. \quad (4.55)$$

Найбільший радіус обертання часток продукту визначиться з виразу:

$$R_1 = R + \frac{h}{\operatorname{tg} \varphi_o}. \quad (4.56)$$

Радіус тарілки визначиться як:

$$R_o = R_1 + \Delta, \quad (4.57)$$

де Δ - відстань від продукту до краю диска (приймають конструктивно).

Для тарілчастого дозатора потужність електродвигуна, кВт, визначають із виразу:

$$P_{eo} = \frac{P_1 \cdot (1 + f_1 \cdot \cos \beta) \cdot k}{\eta}, \quad (4.58)$$

де P_1 - потужність, необхідна для подолання опору від тертя продукту об диск, кВт.

f_1 - коефіцієнт тертя ковзання продукту об скребок;

β - кут установки скребка відносно площини перетину кільця продукту, град;

k - коефіцієнт, що враховує всі інші опори

η - ККД приводного механізму дозатора;

$$N_1 = F_{mp} \cdot \vartheta_o \cdot 10^{-3} \quad (4.59)$$

де F_{mp} - сила тертя, що виникає під час руху продукту по диску, Н

$$F_{mp} = A_o \cdot L \cdot \rho \cdot f_1 \cdot g, \quad (4.60)$$

де L - шлях переміщення продукту, м;

f_1 - коефіцієнт тертя ковзання продукту об диск.

При розрахунках дозатора приймається наступні значення: коефіцієнти тертя $f_1 = 0,38...0,48$; $f_2 = 0,36...0,4$; кут $\beta = 50...60^\circ$; коефіцієнт запасу потужності $k = 2,5...3,0$ і ККД привода $\eta = 0,7...0,8$.

4.2.2 Розрахунок барабанного дозатора

Продуктивність барабанного дозатора, кг/год. знаходиться по формулі

$$Q = 3600 \cdot A \cdot \vartheta \cdot k \cdot \rho \cdot z_c, \quad (4.61)$$

де A - площа перетину вихідного отвору секцій, м²;

ϑ - середня швидкість витікання продукту через отвір, м/с;

k - коефіцієнт заповнення продукту через отвір;

ρ - насипна щільність продукту, кг/м³

z_c - число секцій барабана.

Для розрахунків середня швидкість витікання продукту ϑ може бути прийнята рівною окружній швидкості барабана і може коливатися в межах від 0,025 до 0,1 м/с.

При прямокутному перетині вихідного отвору

$$A = a \cdot b, \quad (4.62)$$

де a - ширина отвору у світлі, м;

b - довжина отвору (приймається рівною довжині барабана).

Ширина отвору у світлі, залежить від гранулометричного складу продукту і визначається за формулою

$$a = k \cdot \frac{l + \lambda'}{2\lambda'} \cdot k_o (80 + D) \cdot \operatorname{tg} \varphi_o, \quad (4.63)$$

де λ' - відношення сторін отвору, $\lambda' = b/a$;

k - коефіцієнт заповнення вихідного отвору

k_o - дослідний коефіцієнт;

D - розмір максимальних шматків продукту, мм;

φ_o - кут природного укосу продукту у стані покою.

Для дрібних сипучих продуктів розмір λ' може коливатися в широких межах $\lambda' = 10...50$, для грудкових продуктів $\lambda' = 1...2$.

Коефіцієнт заповнення вихідного отвору k залежить від щільності і гранулометричного складу матеріалу. У середньому k приймається 0,6...0,8. Чим більша щільність продукту і рівномірніший склад, тем більша величина k .

Коефіцієнт k_o для сортового продукту 2,2, для несортowanego 2,0. Кут природнього відкосу матеріалу $\varphi_o = 38...54^\circ$.

Діаметр барабана визначається як:

$$D = \frac{60\vartheta}{\pi \cdot n}, \quad (4.64)$$

де n - частота обертання барабана, об/хв.

Секторні дозатори (осередкові і лопатеві) призначені для подачі і дозування порошкових, зернистих і мілко кускових продуктів.

Продуктивність такого дозатора, кг/год.

$$Q = 60 \cdot F \cdot L \cdot m \cdot \rho \cdot k_o \cdot n, \quad (4.65)$$

де L - довжина барабана по осі, м;

Витрата енергії на барабанні живильники (дозатори) визначається в основному тертям продукту, що захоплюється барабаном об лежачі вище прошарку матеріалу.

Сила тертя, що виникає при ковзанні продукту по продукту

$$F = p_n \cdot A_z \cdot \operatorname{tg} \varphi_o, \quad (4.66)$$

де p_n - тиск продукту на поверхню барабана, Н/м²;

A_z - площа горизонтального перетину бункера над живильником, м²

Потужність на валу барабана, кВт

$$P = \frac{F \cdot V \cdot k_1}{1000}. \quad (4.67)$$

або

$$P = 0,0005 p_n \cdot A_z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \varphi_o \cdot k_1, \quad (4.68)$$

де V - об'єм продукту над барабаном, м³;

D - діаметр барабана, м;

φ_o - кут природного укосу продукту динамічний ($\varphi_o = 27...43^\circ$);

k_1 - коефіцієнт враховуючий опір продукту подрібненню.

Коефіцієнт k_1 приймають: для порошкоподібних і дрібнозернистих продуктів $k_1 = 1$ для грудкових продуктів, що легко розпадаються $k_1 = 2$.

Тиск продукту на поверхню барабана p_n визначають за формулою

$$p_n = V \cdot \rho \cdot g / A_o, \quad (4.69)$$

де A_o - площа поверхні барабана, що контактує з продуктом.

Потужність електродвигуна, кВт визначають із виразу

$$P_{eo} = P / \eta, \quad (4.70)$$

де η - ККД приводного механізму дозатора, $\eta = 0,75...0,85$

4.2.3 Розрахунок стрічкового дозатора

Продуктивність (кг/год.) стрічкового дозувальника може бути визначена за наступною формулою

$$Q = b \cdot h \cdot \vartheta \cdot \rho \cdot k, \quad (4.71)$$

де b - ширина прошарку продукту на стрічці, м;

h - товщина прошарку продукту на стрічці, м;

ϑ - швидкість стрічки транспортера, м/с;

ρ - насипна щільність продукту, кг/м³

k - коефіцієнт заповнення стрічки продуктом, $k = 0,75...0,85$.

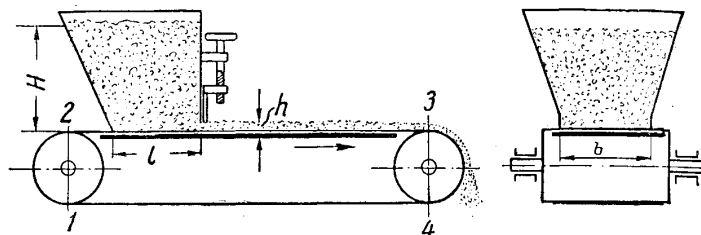


Рисунок 4.6 – Схема стрічкового дозатора

1 - транспортер стрічковий; 2 - бункер; 3 - заслінка.

Зусилля, які діють на транспортерну стрічку і барабани транспортера - у точці 1 натяг стрічки F_{s1} відповідає початковому натягу стрічки транспортера. Визначають зусилля натягу за виразом:

$$F_{s1} = b_{cm} \cdot q_c, \quad (4.72)$$

де b_{cm} - ширина стрічки транспортера, м;

q_c - погонний натяг стрічки, $q_c = 980 \dots 1960$ Н/м.

- натяг стрічки в точці 2 збільшується за рахунок опору тертю в цапфах барабана F_2 і згину стрічки на барабані, визначають натяг як:

$$F_{s2} = F_{s1} + F_1 \approx 1,1 \cdot F_{s1}. \quad (4.73)$$

- натяг стрічки F_{s3} в точці 3 збільшується за рахунок подолання тертя між прошарками продукту F_2 та між стрічкою і підтримуючим щитом F_3

$$F_{s3} = F_{s2} + F_2 + F_3. \quad (4.74)$$

Значення F_2 і F_3 визначаються з виразів:

$$F_2 = F_p \cdot f; \quad (4.75)$$

$$F_3 = F_p \cdot f_1,$$

де F_p - сила тиску муки в бункері, що припадає на стрічку, Н;

f - коефіцієнт тертя між шарами продукту, $f = 0,6 \dots 0,8$;

f_1 - коефіцієнт тертя між стрічкою і щитком, $f_1 = 0,3 \dots 0,4$.

Силу F_p тиску муки в бункері, що припадає на стрічку, яка рухається, можна визначити за формулою

$$F_p = p \cdot A, \quad (4.76)$$

де p - тиск стовпа продукту на стрічку, що рухається, Па;

A - площа поперечного перетину випускного отвору, м²

$$p = \frac{R \cdot \rho}{f \cdot K}, \quad (4.77)$$

де R - гідравлічний радіус випускного отвору, м;

K - коефіцієнт рухливості продукту, $K = 0,2 \dots 0,3$.

$$R = A / S, \quad (4.78)$$

де S - периметр отвору, м.

Таким чином:

$$F_p = \frac{A^2 \cdot \rho}{K \cdot S \cdot f}. \quad (4.79)$$

- натяг стрічки в точці 4 збільшується за рахунок опору F_4 тертю в цапфах барабана і згину стрічки на барабані

$$F_{s4} = F_{s3} + F_4 \approx 1,1 \cdot F_{s3}. \quad (4.80)$$

Окружне зусилля на приводному барабані F_t , Н

$$F_t = F_{s4} - F_{s1}. \quad (4.81)$$

Потужність електродвигуна привода дозатора

$$P_{ед} = F_t \cdot 9 \cdot 10^{-3} / \eta. \quad (4.82)$$

4.2.4 Розрахунок шнекового дозатора

Шнекові дозатори використовують для дозування зернистих, круп'яних, порошкоподібних і дрібношматкових продуктів на робочі органи різних машин і транспортні устрої. Шнекові дозатори працюють за принципом об'ємного дозування і можуть встановлюватися горизонтально та похило.

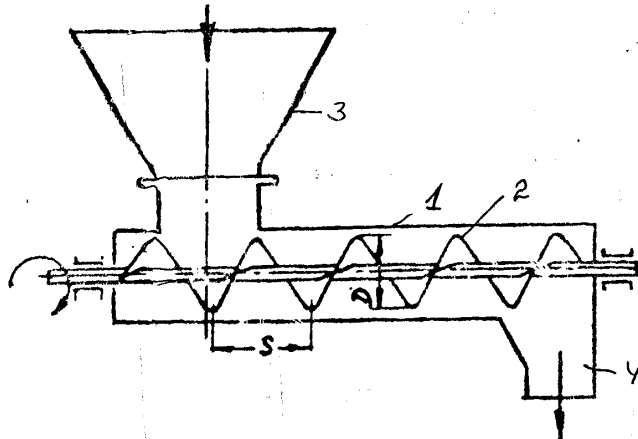


Рисунок 4.7 – Схема горизонтального шнекового дозатора
1 - корпус; 2 - шнек; 3 - бункер-живильник; 4 - вигрузний патрубок.

Продуктивність Q , кг/с шнекового дозувальника може бути визначена за наступною формулою:

$$Q = 0,013 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot \rho \cdot k, \quad (4.83)$$

де D - діаметр шнека, м;

S - шаг шнека, м, звичайно $S = (0,8 \dots 1,0) D$;

n - частота обертання шнека, об/хв.;

ρ - насипна щільність продукту, кг/м³;

k - коефіцієнт наповнення, $k = 0,8 \dots 1,0$.

Частота обертання шнека приймається для рухливих сипучих продуктів $n = 40 \dots 80$ об/хв., для малосипучих продуктів $n = 20 \dots 40$ об/хв.;

Частоту обертання шнека, об/хв. можна визначити за такою формулою:

$$n = \frac{60Q}{0,785 \cdot (D^2 - d^2) \cdot \left(S - \frac{\delta}{\cos \alpha} \right) \cdot \phi \cdot k \cdot k_1}, \quad (4.84)$$

де δ - товщина витка шнека, м;

α - кут підйому витка шнека по його середньому діаметру, град;

d - внутрішній діаметр витка шнека, м;

k_1 - коефіцієнт осьової подачі продукту.

$$\alpha = \arctg \frac{S}{2\pi \cdot R_{cp}}, \quad (4.85)$$

де R_{cp} - середній осьовий радіус шнека, м.

$$R_{cp} = \frac{D + d}{4}. \quad (4.86)$$

Довжина шнека визначається за формулою:

$$L = (8...10) \cdot d, \quad (4.87)$$

При розрахунках шнекових дозаторів повинен враховуватися стан

$$D \geq (4...5) \cdot D_k, \quad (4.88)$$

де D - максимальний розмір часток продукту.

Необхідна потужність електродвигуна на привод шнекового дозатора визначається за формулою:

$$P = \frac{Q \cdot g \cdot L \cdot k_3 \cdot k_4}{1000 \cdot \eta}, \quad (4.89)$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с²;

L - довжина шнека, м;

k_1 - коефіцієнт який ураховує втрати на тертя в підшипниках;

k_2 - коефіцієнт опору переміщенню продукту в корпусі дозатора.

η - ККД привода, $\eta = 0,7...0,9$.

Коефіцієнти, що входять до формули приймають у наступних межах $k_3 = 1,1...1,2$, $k_4 = 1,2...1,5$.

4.3 Розрахунок параметрів валкових дробарок

На валкових пристроях виконують дроблення, розмелювання та перетирання подрібнювальних матеріалів.

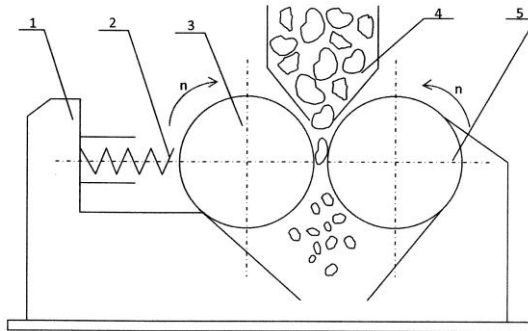


Рисунок 4.8 – Технологічна схема роботи валкової дробарки

1 - станина; 2 - пружини; 3 - рухомий валок; 4 - бункер; 5 - нерухомий валок.

Теоретична продуктивність валкової дробарки визначається з виразу:

$$Q_m = 1,25 \cdot \pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot b \cdot n \cdot \rho \cdot \psi, \quad (4.90)$$

де D_p - робочий діаметр валка, м;

L_p - робоча довжина валків, м;

b - зазор між валками, м;

n - частота обертання валків, об/хв.;

ρ - щільність матеріалу, кг/м³;

ψ - поправочний коефіцієнт.

Коефіцієнт ψ враховує властивості матеріалу та нерівномірність його подачі; $\psi = 0,2...0,3$ при подрібненні твердого матеріалу; $\psi = 0,4...0,6$ – при подрібненні в'язких продуктів.

Мінімальний діаметр валка визначається за формулою

$$D_{min} = \frac{d \cdot \cos \varphi - b}{1 - \cos \varphi}, \quad (4.91)$$

d - діаметр подрібненого шматка, м;

φ - кут тертя частки об поверхню валка, град.

Необхідний зазор між валками визначається за формулою

$$b = d/\lambda, \quad (4.92)$$

де λ - ступінь подрібнення, у залежності від матеріалу $\lambda = 3...12$.

Кут тертя φ визначається з виразу

$$\varphi = \arctg f, \quad (4.93)$$

де f - коефіцієнт тертя частки об поверхню валка.

Робочий діаметр валків визначається з виразу

$$D_p = (2,5...3) D_{min}. \quad (4.94)$$

Побудувати розрахункову схему сил діючих на валки та матеріал та перевірити виконання умови:

$$\tg \alpha \leq \tg \varphi; \quad \alpha \leq \varphi$$

де α - кут захоплення матеріалу валками дробарки.

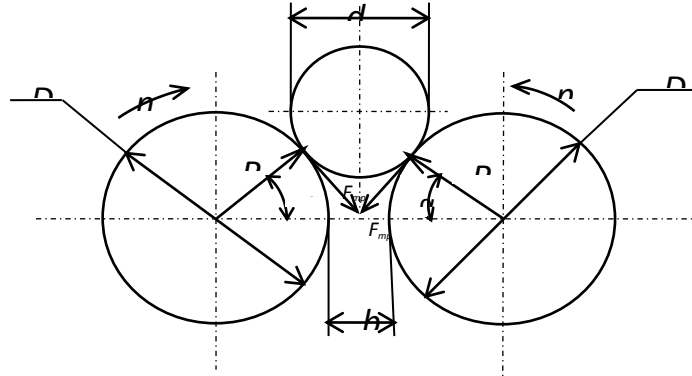


Рисунок 4.9 – Схема сил що діють на валки та матеріал
Якщо дана умова не виконується, слід скорегувати розрахунки.

Робоча довжина валків визначається з виразу

$$L_p = (2,5...4) D_p \quad (4.95)$$

Частота обертання валків визначається за формулою, об/с:

$$n = 100 \sqrt{\frac{f}{D_p \cdot d \cdot \rho}}, \quad (4.96)$$

Розпірні зусилля між роликками, які виникають при роботі дробарки визначаються за формулою

$$F_p = D_p \cdot L_p \cdot \sigma \cdot k, \quad (4.97)$$

де σ - границя міцності матеріалу, Н/м²:

k - коефіцієнт, що враховує площу контакту матеріалу з валками.

Для твердих матеріалів приймають $\sigma = 120...160$ МПа, для в'язких матеріалів $\sigma = 35...45$ МПа.

Витрати електроенергії на роботу по подрібненню матеріалу розраховуються за формулою

$$P = 720 \cdot D_p \cdot L_p \cdot n \left(d + \frac{D_p^2}{120} \right), \quad (4.98)$$

Потужність електродвигуна розраховується з урахуванням втрат потужності в передачах привода валків

$$P_{ed} = \frac{P}{\eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_{nn}}, \quad (4.99)$$

де η_z - коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі;

η_n - коефіцієнт корисної дії пасової передачі;

η_{nn} - коефіцієнт корисної дії пари підшипників;

Згідно з розрахованою потужністю вибирається електродвигун і визначається загальне передаточне відношення привода валків

$$i_{np} = \frac{n_{ed}}{n}, \quad (4.100)$$

де n_{ed} - частота обертання електродвигуна, об/хв.;

n - частота обертання валків, об/хв.

Для конструкцій валкових дробарок, які передбачають різну частоту обертання валків, застосовують привод з додатковими передачами або індивідуальні приводи на кожний валок (групу валків).

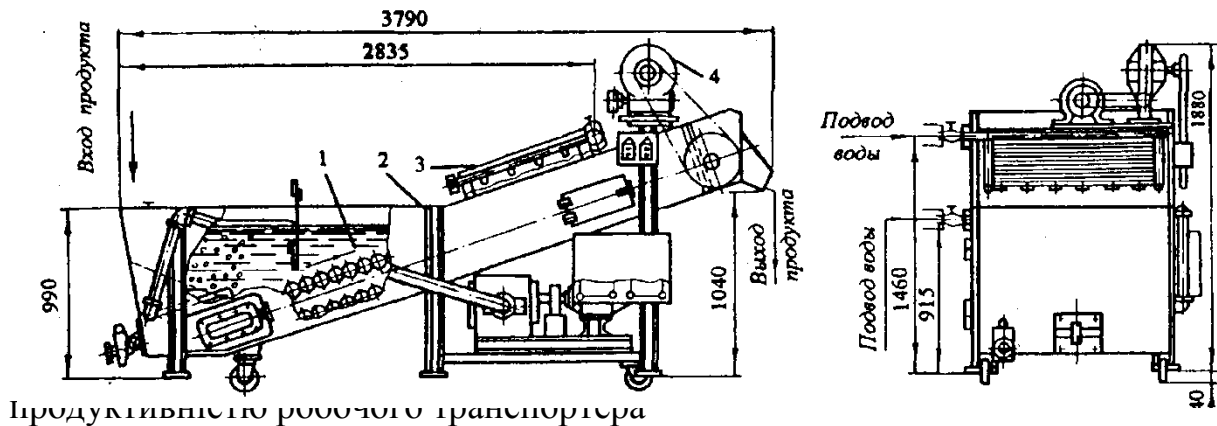
РОЗДІЛ 5

Інженерні розрахунки обладнання для переробки плодоовочевої продукції

5.1 Розрахунок машин для миття плодоовочевої сировини

5.1.1 Розрахунок лінійної машини для миття плодів і овочів

Лінійна мийна машина призначена для миття різних овочів і плодів як з м'якою, так і з жорсткою структурою.



Продуктивність робочого транспортера

$$Q = b \cdot h_c \cdot \varphi_m \cdot \rho_c \cdot v_m, \quad (5.1)$$

де b - ширина робочої частини транспортера, м;

h_c - висота шару сировини, м;

φ_m - коефіцієнт використання транспортера ($\varphi_m = 0,6 \dots 0,7$);

ρ_c - насипна щільність сировини, кг/м³;

v_m - швидкість транспортера, м/с.

Час відмочування сировини τ , с визначається корисним об'ємом ванни

$$\tau = V_k \cdot \rho_c / Q, \quad (5.2)$$

де V_k - корисний об'єм ванни машини, м³.

Корисний об'єм ванни, при її звичайній призматичній формі, визначається площею дзеркала води

$$V_k = A_d \cdot H_m / 2, \quad (5.3)$$

де A_d - площа дзеркала води у ванні, м²;

H_m - глибина найбільш зануреної точки несучої гілки транспортера.

Площа дзеркала води у ванні мийної машини A_d , м²

$$A_d = L_d \cdot B, \quad (5.4)$$

де L_d - довжина дзеркала води у ванні, м;

B - відстань між бічними стінками ванни, м

Значення розмірів ванни приймаються: $B = b + 0,1$ м, $H_m = 0,5 \dots 0,7$ м.

Витрати повітря (м³/с) і необхідний напір (Па), під яким воно повинне подаватися у барботер, визначаються розмірами дзеркала води у ванні і глибиною занурення отворів витікання повітря з барботерів.

Практикою експлуатації мийних машин встановлена наступна норма: $1,5 \text{ м}^3$ повітря в хвилину на 1 м^2 площі дзеркала води, таким чином витрати повітря складають, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$W_n = 1,5 A_d / 60. \quad (5.5)$$

Оскільки довжина повітропроводу підведення повітря до барботерів і швидкість повітря у повітропроводі малі, втрати по довжині повітропроводів можна не враховувати, тоді напір повітря (Па) можна визначити так:

$$p_n = \frac{\rho_n \cdot v_n^2}{2} (1 + \sum \xi) + \rho_e \cdot h_e \cdot g, \quad (5.6)$$

де ρ_n - щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($\rho_n = 0,00129 \text{ кг}/\text{м}^3$);

v_n - швидкість повітря у повітропроводі, $\text{м}/\text{с}$;

ξ - коефіцієнт місцевого опору;

ρ_e - щільність води, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($\rho_e = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$);

h_e - глибина занурення у воду отворів барботера, м ;

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

При розрахунках рекомендується приймати v_n не більш ніж $10 \text{ м}/\text{с}$, суму місцевих опорів $\sum \xi = 0,30 \dots 0,45$; глибину $h_e = H_m + 0,1 \text{ м}$.

По витраті повітря W_n і необхідному його напору p_n вибирається нагнітач повітря для мийної машини.

Тягове зусилля транспортера машини визначається методом обходу контуру з урахуванням максимального завантаження.

Орієнтовно тягове зусилля на ведучій гілці транспортера F_m , Н можна визначити за формулою

$$F_m = (0,215 q_0 L_n + 50 + 0,215 q L) g, \quad (5.7)$$

де q_0 - маса корисного навантаження на 1 м транспортера, $\text{кг}/\text{м}$;

q - маса 1 м транспортера без вантажу, $\text{кг}/\text{м}$;

L - довжина транспортера, м ;

L_n - довжина навантаженої частини транспортера, м .

Приймається $q_0 = 8 \dots 12 \text{ кг}/\text{м}$; $q = 4,4 \dots 5,1 \text{ кг}/\text{м}$; $L_n = 0,65 L$.

Потужність P_{mp} , кВт потрібна для привода основного транспортера

$$P_{mp} = \frac{F_m \cdot v_m}{1000 \eta}, \quad (5.8)$$

де F_m - тягове зусилля транспортера, Н;

v_m - швидкість тягового органу транспортера, $\text{м}/\text{с}$;

η - загальний ККД передач привода ($\eta = 0,6 \dots 0,8$).

Потужність електродвигуна для привода нагнітача повітря, кВт

$$P_n = \frac{W_n \cdot p_n}{1000 \eta_n}, \quad (5.9)$$

де W_n - витрати повітря на барботажи ванни, $\text{м}^3/\text{с}$;

p_n - напір повітря в нагнітачі, Па;

η_n - ККД нагнітача ($\eta_n = 0,6 \dots 0,8$).

Потужність, необхідна для привода відцентрового насоса, що подає рідину до душових або шприцевих пристроїв P_p , кВт визначається за формулою, аналогічній формулі (5.9)

$$P_n = \frac{Q_p \cdot P_p}{1000\eta_i}, \quad (5.10)$$

де Q_p - витрати рідини, м³/с;

P_p - напір рідини в насосі, Па ($P_p = 0,2...0,3$ МПа);

η_n - ККД насоса ($\eta_n = 0,70...0,85$).

Витрати рідини Q_p , м³/с

$$Q_p = 0,25\mu \cdot \pi d^2 \cdot n_o \cdot \sqrt{\frac{2P_e}{\rho_p}}, \quad (5.11)$$

де μ - коефіцієнт витрати;

d - діаметр отвору барботера, м

n - кількість отворів барботера;

P_e - напір рідини в отворі витікання, Па;

ρ_p - щільність миючої рідини, кг/м³.

При розрахунках приймається: для циліндричного насадка $\mu = 0,82$; для конічного що сходиться $\mu = 0,95$; для конічного, що розходиться $\mu = 0,48$.

Значення d вибирається з ряду 0,75; 1,25; 1,50 мм (у залежності від виду сировини, що переробляється, менші значення вибираються для дрібних плодів і овочів).

Число отворів барботера приймається в межах $n_o = 50...60$; напір (тиск) у отворі витікання дорівнює $P_e = P_p = 0,2...0,3$ МПа; щільність миючої рідини для води $\rho_p = 1000$ м³/кг.

Напір рідини у насосі

$$P_p = P_e + P_{вт}, \quad (5.12)$$

де $P_{вт}$ - втрати напору від місцевих і лінійних опорів, Па.

Втрати напору $P_{вт}$ Р_у, Па

$$P_{вт} = 0,5\rho_p \cdot v_p^2 \left[1 + \sum \left(\xi + \lambda_p \frac{l_m}{d_m} \right) \right], \quad (5.13)$$

де v_p - швидкість рідини в трубопроводі, м/с;

ξ - коефіцієнт місцевого опору;

λ_p - коефіцієнт опору тертя по довжині трубопроводу;

l_m - довжина трубопроводу, м;

d_m - діаметр трубопроводу, м.

При розрахунках швидкість рідини v_p рекомендується не більш ніж 2 м/с; коефіцієнти місцевих опорів вибираються за відповідними довідниками (для наближеного розрахунку можна прийняти $\xi = 0,85$);

Коефіцієнт опору тертя по довжині трубопроводу визначається в залежності від виду потоку рідини, який характеризується числом Рейнольдса

$$Re = v_p \cdot d_m \cdot \rho_p / \mu_p, \quad (5.14)$$

де μ_p - кінематична в'язкість миючої рідини, (для води кінематична в'язкість $\mu_p = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Таким чином, коефіцієнт опору тертя по довжині трубопроводу визначають: при $Re \leq 100000$

$$\lambda_p = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (5.15)$$

при $Re \geq 100000$

$$\lambda_p = \left(\frac{0,555}{\lg(Re/7)} \right) \quad (5.16)$$

По результатах розрахунків витрат рідини на душові або шприцеві пристрої та потрібного напору рідини вибирають відцентровий насос і по значенню потрібної потужності на його привод – електродвигун.

5.1.2 Розрахунок барабанної мийної машини

Миття в барабанних мийних машинах здійснюється шляхом інтенсивного перемішування сировини при обертанні барабана і за рахунок ударів падаючої сировини об поверхню води.

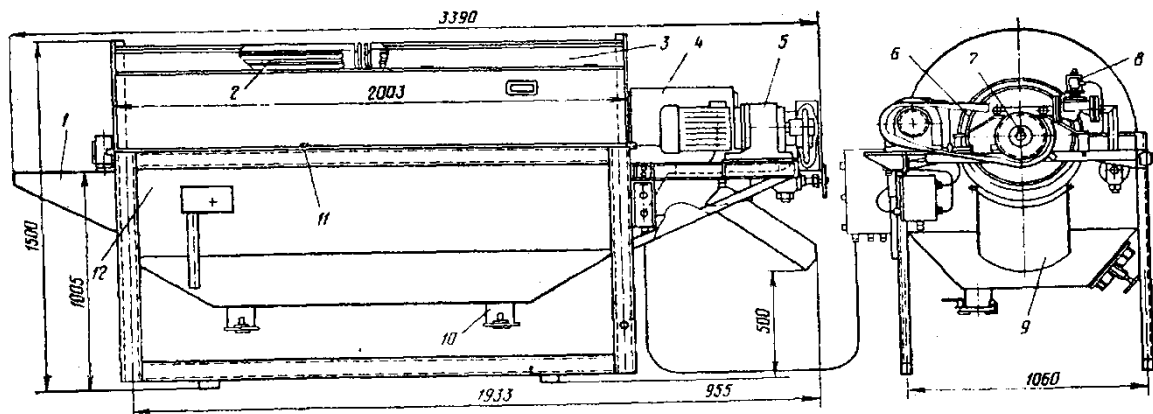


Рисунок 5.2 – Барабанна мийна машина А9-КМ2

1 - приймальний лоток; 2, 4 - барабан; 5 - мотор-редуктор; 6 - ланцюгова передача; 7 - вал; 8 - запірний магнітний вентиль; 9 - вивантажувальний лоток; 10 - люк; 11 - каркас; 12 - ванна.

Продуктивність Q , кг/с барабанної мийної машини визначається по рівнянню безперервності потоку

$$Q = A_{\theta} \cdot v_n \cdot \varphi' \cdot \rho_c, \quad (5.17)$$

де A_{θ} - площа поверхні барабана, м^2 ;

v_n - швидкість поступального руху сировини уздовж барабана, м/с;

φ' - коефіцієнт заповнення перетину барабана;
 ρ_c - насипна маса сировини, кг/м³.

$$A_{\delta} = \pi \cdot D_{\delta} \cdot L_{\delta}, \quad (5.18)$$

де D_{δ} і L_{δ} - діаметр і довжина барабана

$$\nu_n = D_{\delta} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot n_p \cdot k' / 60, \quad (5.19)$$

де β - кут нахилу барабана, град ($\beta = 2...30^\circ$);

k' - коефіцієнт, що враховує віднесення сировини водою і підйом сировини на висоту, меншу за діаметр барабана.

При розрахунках машини приймаються наступні значення коефіцієнтів $k' = 1,5...2,0$ і $\varphi' = 0,02...0,07$.

Мінімальна частота обертання, при якій сировина, що знаходиться в барабані, не відриваючись від його стінок починає обертатися разом з ним, називається критичною частотою обертання барабана мийної машини $n_{кр}$.

Для гладкого барабана критична частота обертання, об/хв.

$$n_{кр} = \frac{42,3}{\sqrt{D_{\delta}}}, \quad (5.20)$$

де D_{δ} - діаметр барабана, м.

Робоча частота обертання барабана мийної машини повинна бути меншою за критичну і визначається за формулою:

$$n_p = \varphi_p \cdot n_{кр}, \quad (5.21)$$

де φ_p - дослідний коефіцієнт ($\varphi_p = 0,20...0,26$).

Довжина барабана визначиться як:

$$L_{\delta} = A_{\delta} / (\pi \cdot D_{\delta}). \quad (5.22)$$

При проектному розрахунку барабанної мийної машини, знаючи потрібну її продуктивність Q , кг/с і прийнявши значення ν_n швидкості поступального руху сировини уздовж барабана, м/с, з формули (5.17) визначається значення площі барабана:

$$A_{\delta} = \frac{Q}{\nu_n \cdot \varphi' \cdot \rho_c}. \quad (5.23)$$

Прийнявши потрібне значення критичної частоти обертання барабана, з формули (5.20) визначають діаметр барабана і з формули (5.18) його довжина.

Потужність двигуна, кВт барабанних мийних машин безупинної дії визначається за формулою

$$P_{ед} = \frac{4Q \cdot L_{\delta} \cdot g}{1000 \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (5.24)$$

де Q - продуктивність, кг/с;

L_{δ} - довжина мийного барабана, м;

g - прискорення вільного падіння ($g = 9,81$ м/с²).

5.2 Розрахунок параметрів відцентрової бурякорізки

У загальному вигляді формула для визначення продуктивності бурякорізок, кг/с має вигляд:

$$Q = L \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot K_k \cdot K_e, \quad (5.25)$$

де L - загальна довжина ріжучих кромок ножів, м;

h - товщина стружки, м;

v - швидкість різання, м/с;

ρ - маса стружки в одиниці об'єму, кг/м³;

K_k - конструктивний коефіцієнт;

K_e - експлуатаційний коефіцієнт;

У залежності від конструкції ріжучих органів, маса буряка в одиниці об'єму приймається у границях $\rho = 550 \dots 600$ кг/м³

Швидкість різання, м/с визначається за формулою:

$$v = \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot D \cdot n, \quad (5.26)$$

де D - діаметр ріжучого барабана, м;

n - частота обертання барабана, об/хв.

Конструктивний коефіцієнт визначається з умови не повного використання ріжучих кромок барабана:

$$K_k = \frac{\pi \cdot D - \sum \delta}{\pi \cdot D}, \quad (5.27)$$

де $\sum \delta$ - сумарна довжина дуг барабана, які займають пристрої, що не приймають участі в процесі різання (ребер з контр ножами).

Експлуатаційний коефіцієнт визначають як:

$$K_e = \frac{24 - \sum T_{зуп}}{24}, \quad (5.28)$$

де $\sum T_{зуп}$ - сумарна тривалість зупинок протягом доби, год.

Зупинки потрібні для вивантаження сторонніх предметів, щозмінного обслуговування, виконання ремонтних робіт, змащування окремих деталей і вузлів.

У процесі одержання бурякової стружки потужність витрачається на наступні складові:

а) розгін маси буряка рухомими елементами до швидкості різання;

б) подолання сил тертя буряків по корпусу та ножових рамах;

в) подолання сил тертя між рухомими та нерухомими шарами буряків.

Потужність, потрібна для розгону буряків, кВт:

$$P_1 \frac{(m_{\delta} - m_z) v^2}{2 \cdot 102 \cdot g}, \quad (5.29)$$

де m_{δ} - маса буряка, яка знаходиться над завитком ротора, кг;

m_z - маса завитка ротора, кг;

v - максимальне значення швидкості різання, м/с.

Сумарна величина зусилля для різання визначається за формулою

$$F = 2 \cdot f \cdot L_1 \cdot m \cdot \varepsilon \cdot K_k, \quad (5.30)$$

де f - питоме зусилля різання, Н/м;

L_1 - довжина ножа, м;

m - кількість ножових рам;

K_k - конструктивний коефіцієнт (формула 5.27);

ε - коефіцієнт корозійності; $\varepsilon = 0,55 \dots 0,6$;

На величину питомого зусилля різання впливає якість буряків, форма і товщина стружки, гострота ріжучого леза. При переробці якісної сировини з одержанням жолобчастої стружки довжиною 9...15 мм за допомогою ножів з кроком $t = 5$ мм $f = 160 \dots 135$ Н/м.

Тоді момент різання в Н·м відносно осі обертання визначиться:

$$M_1 = F \cdot R = 100 \cdot f \cdot 2L_1 \cdot m \cdot \varepsilon \cdot K_k \cdot R, \quad (5.31)$$

де R - радіус різання, м.

Радіус різання дорівнює радіусу барабана на якому вставлені ножі; для дискових бурякорізків він дорівнює радіусу окружності, яка проходить через середину ножів.

Потужність потрібна для різання буряків визначиться за формулою:

$$P_2 = \frac{M_1 \cdot n}{974}, \text{ кВт} \quad (5.32)$$

де M_1 - момент при різанні буряка відносно осі обертання, Н·м;

n - частота обертання завитка, об/хв.

Якщо частоту обертання n виразити через швидкість різання v м/с то отримаємо наступний вираз:

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot R} = 9,55 \frac{v}{R}, \text{ об/хв.} \quad (5.33)$$

Підставивши значення M_1 і n у формулу (5.32) отримаємо:

$$P_2 = 1,91 \cdot f \cdot L_1 \cdot m \cdot \varepsilon \cdot v \cdot K_k, \text{ кВт} \quad (5.34)$$

Потужність на подолання сил тертя буряка об корпус і ножові рами визначиться з виразу:

$$P_3 = 9,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{g} \cdot \rho \cdot v^3 \cdot R \cdot L_1 \cdot K_k, \text{ кВт} \quad (5.35)$$

Потужність потрібна на подолання сил тертя між шарами буряків залежить від конструкції завантажувального бункера. Для відцентрових бурякорізків з конічним бункером, який має прохідний отвір 0,7...0,8 м, потрібна потужність додатково залежить від продуктивності бурякорізки і як правило вибирається з таблиць.

Таким чином загальна потужність без врахування сил тертя в механізмах привода визначитися як:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4, \text{ кВт} \quad (5.36)$$

Привод бурякорізки включає, як правило, електродвигун, циліндричний зубчастий редуктор і пару конічних зубчастих коліс. Вали двигуна і редуктора та редуктора і власне бурякорізки з'єднані за допомогою пружних втулково-пальцевих муфт.

Загальний коефіцієнт корисної дії, який характеризує втрати потужності в приводі складає 0,75...0,85.

5.3 Розрахунок параметрів барабанного вакуум-фільтра

Для барабанних вакуум-фільтрів основними характеристиками є: продуктивність по фільтрату, щільність твердої і рідкої фази, концентрація твердої фази в суспензії, **вміст** рідкої фази в **осаді** після фільтрування.

Для виводу основних закономірностей розрахунку фільтрів використовують рівняння для визначення швидкості фільтрування:

$$v = p / R, \quad (5.37)$$

де p - загальний тиск фільтрування, Па;

R - загальний опір фільтрувального середовища, Па·с/м³.

$$R = R_1 + R_2, \quad (5.38)$$

R_1 - опір осаду, Па·с/м³;

R_2 - опір фільтрувальної перегородки, Па·с/м³;

Кількість сухого осаду, що зібрався на фільтрувальній перегородці при проходженні через неї одиниці об'єму фільтрату визначається як:

$$c = \frac{\rho_1}{\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}}, \text{ кг/м}^2, \quad (5.39)$$

де ρ_1 - густина фільтрату, кг/м³;

c_1 - концентрація сухих речовин в суспензії, кг/кг;

c_2 - концентрація сухих речовин в мокрому осаді, кг/кг;

Об'єм осаду в 1 м³ фільтрату:

$$V = \frac{1 - c_2 \left(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \right)}{\frac{c_2}{c_1} - 1}, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (5.40)$$

де V - об'єм осаду в 1 м³ фільтрату, м³/м³;

ρ_2 - густина сухого осаду кг/м³;

Густина вологого осаду:

$$\rho_o = \frac{1}{\frac{c_2}{\rho_2} + \frac{1 - c_2}{\rho_1}}, \text{ кг/м}^3. \quad (5.41)$$

де ρ_o - густина вологого осаду, кг/м³;

Коефіцієнт спрощення:

$$b = \frac{r_1 \cdot \mu \cdot c}{2p}, \text{ хв/м}^2 \quad (5.42)$$

де r_1 - загальний ваговий питомий опір шару осаду, кг/м.;

μ - динамічна в'язкість фільтрату і промивної води, кг·хв./м²;

p - загальний тиск фільтрування і промивання фільтра, Н/м²

Об'єм промивної рідини:

$$V_1 = a \cdot \delta \cdot \rho_o, \text{ м}^3/\text{м}^2 \quad (5.43)$$

де a - витрати промивної рідини на одиницю маси вологого осаду, л/кг;
 δ - товщина осаду на перегородці, м.

Об'єм суспензії, яку спроможний пропустити фільтр:

$$V_2 = \delta / V, \text{ м}^3/\text{м}^2 \quad (5.44)$$

Тривалість фільтрування суспензії при $R_2 = 0$:

$$\tau = b \cdot V_1^2, \text{ хв.} \quad (5.45)$$

Тривалість промивання осаду:

$$\tau_1 = V_1 \cdot 2b \cdot V_2, \text{ хв.} \quad (5.46)$$

Повний цикл фільтрування суспензії:

$$T = \frac{(\tau + \tau_1)n_1}{n_1 - n_2}, \text{ хв.} \quad (5.47)$$

де n_1 - кількість фільтрувальних секцій

n_2 - кількість секцій допоміжних зон.

Частота обертання барабана вакуум-фільтра:

$$n_0 = 1/T, \text{ об/хв.} \quad (5.48)$$

Поверхня фільтрування:

$$A = \frac{Q \cdot T}{3600V_2}, \text{ м}^2 \quad (5.49)$$

де Q - продуктивність вакуум-фільтра м³/год.

До установки приймаємо стандартний вакуум-фільтр з поверхнею фільтрування $A = 20 \text{ м}^2$.

Момент опору від невірноваженості шару осаду:

$$M_1 = 2,78 \cdot L \cdot \delta \cdot \rho_o \cdot D^2, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.50)$$

де D - стандартний діаметр барабана, м;

L - довжина барабана, м.

Момент опору зрізання осаду:

$$M_2 = 0,5 \cdot f_1 \cdot \rho \cdot L \cdot \delta \cdot D \cdot g, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.51)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя, $f_1 = 0,2 \dots 0,3$.

Момент опору від тертя торця вала об розподільну головку:

$$M_3 = z \cdot f_2 \cdot p_o \cdot r, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.52)$$

де f_2 - коефіцієнт тертя головки об торець вала, $f_2 = 0,2$;

r - радіус тертя торця вала, $r = 0,2 \dots 0,3 \text{ м}$;

p_o - тиск головки на торець вала, $p_o = p \text{ Н/м}^2$.

Момент опору від тертя в підшипниках:

$$M_4 = 0,5G \cdot f_3 \cdot d_u, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.53)$$

де f_3 - коефіцієнт тертя в підшипниках, $f_3 = 0,15 \dots 0,3$;

G - сила ваги барабана, $G = 80 \dots 120 \text{ кН}$.

Загальна сума моментів опору складає:

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.54)$$

Потужність електродвигуна для привода фільтра:

$$P_{ed} = 1,15 \frac{M \cdot \omega_6}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (5.55)$$

де ω_6 - кутова швидкість барабана, рад/с;

η - ККД привода, $\eta = 0,6 \dots 0,7$;

Привод вакуум-фільтра, як правило, складається з редуктора і варіатора, що забезпечує безступінчасте регулювання швидкості обертання.

5.4 Технологічний розрахунок параметрів автоклава

5.4.1 Технологічний розрахунок

Кількість банок, що вміщуються в одну сітку (кошик), *шт.*

$$z = 0,785 \cdot a \cdot d_c^2 / d_\phi^2, \quad (5.56)$$

де a - відношення висоти сітки корзини до висоти банки;

d_c - діаметр сітки автоклава, *м* ($d_c = 0,94$ *м*);

d_ϕ - зовнішній діаметр банки, *м* (таблиця 1).

Відношення висоти сітки до висоти банки характеризує число шарів банок в сітці і знаходиться за формулою:

$$a = h_c / h_\phi, \quad (5.57)$$

де h_c - висота сітки ($h_c = 0,7$ *м*);

h_ϕ - висота банки, *м* (див. таблицю 5.1);

Одержаний результат слід округлити до цілого числа в меншу сторону.

Кількість банок у одному автоклаві:

$$N_\phi = z_{\text{сш}} \cdot z, \quad (5.58)$$

де $z_{\text{сш}}$ - число сіток (кошиків) у автоклаві (дві або чотири).

Таблиця 5.1 – Основні параметри банки

Умовне позначення	Місткість, V_ϕ дм^3	Маса m_ϕ , кг	Висота h_ϕ , <i>м</i>	Діаметр d_ϕ , <i>м</i>
№8	0,346	0,140	0,0518	0,1023
№9	0,375	0,164	0,0968	0,0761
СКО 83-5	0,350	0,225	0,0760	0,0950
СКО 83-1	0,500	0,270	0,1060	0,0950
СКО 83-2	1,000	0,430	0,1500	0,1100

Час наповнення банками однієї сітки, *с*,

$$\tau_c = z / \Pi, \quad (5.59)$$

де Π - продуктивність технологічної лінії, *банок/с*.

Число сіток потрібне для завантаження лінії, *шт.*:

$$z_c = \tau_\phi / \tau_\phi, \quad (5.60)$$

де τ_ϕ - максимальна тривалість витримки (накопичення) банок до стерилізації після їх закупорювання (звичайно $\tau_\phi < 1800$ *с*).

Число сіток z_c округляють до найближчого цілого меншого числа.

Число банок потрібне для завантаження лінії, *шт.*,

$$N_{\phi\text{л}} = z_c \cdot z. \quad (5.61)$$

Тривалість повного циклу роботи автоклава, *с*,

$$\tau = \tau_0 + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4, \quad (5.62)$$

де τ_0 і τ_4 , - відповідно час завантаження і розвантаження автоклава ($\tau_0 = \tau_4 = 10...25$ *хв.* = $600...1500$ *с*),

τ_1 , τ_2 , τ_3 , - час підвищення температури, власне стерилізації, зниження тиску і температури в автоклаві та охолодження банок, *с* (формула стерилізації таблиця 5.2).

Таблиця 5.2 – Режими стерилізації для різних видів банок

Умовне позначення банки	Режими стерилізації, $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3$, хв. при температурі стерилізації t_c , °C			Протитиск, МПа
	113	115	120	
№8	20+80+20	–	20+60+20	–
№9	20+90+20	–	20+40+25	–
СКО 83-5	–	35+135+50	40+140+55	0,25
СКО 83-1	–	25+115+30	25+75+30	0,25
СКО 83-2	–	30+125+40	30+100+40	0,25

Кількість автоклавів необхідна для лінії стерилізації, *шт.*

$$n_a = \Pi \cdot \tau / N_{\text{бл}}. \quad (5.63)$$

Кількість автоклавів в лінії округлюється до цілого числа

Інтервал часу між завантаженням автоклавів, *хв.*

$$\Delta\tau = N_{\text{бл}} / 60 \cdot \Pi. \quad (5.64)$$

Тепловий розрахунок автоклава встановлює витрати пари на стерилізацію і витрати охолоджуючої води.

Витрати пари за один цикл роботи автоклава знаходять окремо для *першого періоду*, коли температура в автоклаві підвищується до температури стерилізації, і для *другого періоду*, коли в автоклаві підтримується постійна температура стерилізації.

У *перший період* роботи автоклава тепла енергія витрачається на нагрівання апарата, сіток, банок, кришок, продукту і води (при стерилізації у воді) та на компенсацію втрат теплоти в навколишнє середовище шляхом випромінювання і конвекції.

Витрати теплоти на нагрівання автоклава, *Дж*,

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 (t_c - t_1), \quad (5.65)$$

де G_1 - маса автоклава, *кг*;

c_1 - питома теплоємність сталі; $c_1 = 482$ Дж/(кг·К);

t_c - температура стерилізації, °C (таблиця 2);

t_1 - початкова температура автоклава, °C ($t_1 = 18 \dots 20$ °C).

Витрата теплоти на нагрівання сіток, *Дж*,

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 (t_c - t_2), \quad (5.66)$$

де G_2 - маса сіток, *кг*;

t_2 - температура сітки, °C ($t_2 = t_1$);

c_2 - питома теплоємність матеріалу сітки (для сталі; $c_2 = c_1$)

$$G_2 = z_c \cdot m_c, \quad (5.67)$$

тут $m_c = 50$ *кг* - маса однієї сітки, *кг*.

Витрати теплоти на нагрівання банок, *Дж*,

$$Q_3 = G_3 \cdot c_3 (t_c - t_3), \quad (5.68)$$

де G_3 - маса банок, *кг*,

c_3 - питома теплоємність матеріалу тари, *Дж/(кг·К)*:

- для скляних банок $c_3 = 0,670 \dots 0,835 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$
- для бляшаних банок № 8 і № 9 $c_3 = 0,482 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;
- t_3 - початкова температура банок, °C (приймається такою ж, як температура продукту до стерилізації).

$$G_3 = N_6 \cdot m_6, \quad (5.69)$$

де N_6 - число банок, що завантажуються в автоклав, шт.;

m_6 - маса однієї банки, кг (таблиця 1);

Витрати теплоти на нагрівання продукту в автоклаві, Дж,

$$Q_4 = G_4 \cdot c_4 (t_c - t_4), \quad (5.70)$$

де G_4 - маса продукту в автоклаві, кг;

c_4 - питома теплоємність продукту, Дж/(кг·K) (таблиця 3);

t_4 - температура продукту, °C (задається в завданні).

$$G_4 = \rho_{np} \cdot V_6 \cdot N_6, \quad (5.71)$$

де ρ_{np} - щільність продукту, кг/м³ (таблиця 5.3);

V_6 - об'єм однієї банки, м³ (таблиця 5.1);

N_6 - число банок, що завантажуються в автоклав, шт.,

Таблиця 5.3 – Параметри сировини, що стерилізується

Найменування продукту	Питома теплоємність, Дж/(кг·K)	Щільність, кг/м ³
Свинина	3865	1130
Яловичина	4007	1038
Риба	3601...4145	1050
Молоко згущене	2261	1240

Витрати теплоти на нагрівання води в автоклаві, Дж,

$$Q_5 = G_5 \cdot c_6 (t_c - t_5), \quad (5.72)$$

де G_5 - маса води в автоклаві, кг;

c_6 - питома теплоємність води, $c = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

t_5 - початкова температура води в автоклаві, °C ($t_5 = 20 \text{ °C}$).

$$G_5 = 0,95 \cdot \rho_6 (V_a - V_6 \cdot N_6), \quad (5.73)$$

де ρ_6 - щільність води, $\rho_6 = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

V_a - об'єм автоклава, м³;

Втрати теплоти в навколишнє середовище, Дж

$$Q_6 = F_a \cdot \tau_2 \cdot \alpha_0 (t_{cm} - t_{нов}), \quad (5.74)$$

де F_a - площа поверхні нагрівання автоклава;

τ_2 - тривалість нагрівання;

α_0 - сумарний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·K);

t_{cm} - температура зовнішньої стінки автоклава;

$t_{нов}$ - температура повітря в приміщенні;

$$\alpha_0 = 9,7 + 0,07 (t_{cm} - t_{нов}). \quad (5.75)$$

Температура стінки з урахуванням теплоізоляції, приймається рівною половині середньої початкової температури води і стерилізації

$$t_{cm} = (t_1 + t_c) / 4. \quad (5.76)$$

Загальні витрати теплоти складуть:

$$Q_{заг} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (5.77)$$

Витрати пари в перший період роботи автоклава, кг/с,

$$D_1 = Q_{заг} / (i - i_k), \quad (5.78)$$

де i - ентальпія пари, $i = 2700$ кДж/кг;

i_k - ентальпія конденсату, кДж/кг.

$$i_k = c_v \cdot t_{конд}, \quad (5.79)$$

де c_v - питома теплоємність води, Дж/(кг·К);

$t_{конд}$ - температура конденсату, $t_{конд} = 96...98$ °С.

Інтенсивність витрат пари в перший період роботи, або ж витрата пари в одиницю часу, кг/с,

$$D'_1 = D_1 / \tau_1. \quad (5.80)$$

У *другий період* роботи автоклава (при постійній температурі стерилізації) теплова енергія витрачається на компенсацію втрат теплоти в навколишнє середовище шляхом конвекції і випромінювання, Дж,

$$Q_7 = F_a \cdot \tau_2 \cdot \alpha_0 (t'_{cm} - t_{ноо}), \quad (5.81)$$

де F_a - площа поверхні автоклава, м²;

τ_2 - тривалість власне стерилізації, с (таблиця 2);

α_0 - сумарний коефіцієнт тепловіддачі, $\alpha_0 = 1750$ Вт/(м²·К);

t'_{cm} - температура стінки в другий період роботи приймається рівною половині температури стерилізації.

Витрати пари в другий період роботи, кг,

$$D_2 = Q_7 / (i - i_k), \quad (5.82)$$

або витрати пари в одиницю часу, кг/с:

$$D'_2 = D_2 / \tau_2. \quad (5.83)$$

Загальні витрати пари за один цикл роботи автоклава, кг,

$$D = D_1 + D_2. \quad (5.84)$$

Загальна маса автоклава, сіток, банок і води, кг,

$$G_{заг} = G_1 + G_2 + G_3 + G_5, \quad (5.85)$$

де G_1, G_2, G_3, G_5 - відповідно маса автоклава, сіток, банок і води, кг.

Приведена теплоємність загальної маси, Дж/(кг·К),

$$c_{np} = (G_1 \cdot c_1 + G_2 c_2 + G_3 c_3 + G_5 c_v) / G_{заг}, \quad (5.86)$$

де c_1, c_2, c_3 - відповідно питома теплоємність матеріалів автоклава, сіток і банок, Дж/(кг·К);

c_v - питома теплоємність води, $c_v = 4,186$ кДж/(кг·К).

Кінцева температура автоклава, сіток, банок і води, °С,

$$t'_k = t_k - (5...7), \quad (5.87)$$

де t_k - кінцева температура продукту, °С ($t_k = 40...50$ °С).

Витрата охолоджуючої води, кг/с,

$$W = 2,303 \left(G_4 \frac{c_{np}}{c_d} \cdot \lg \frac{t_c - t_o}{t_k - t_o} + G_4 \frac{c_{np}}{c_d} \cdot \lg \frac{t_c - t_o}{t'_k - t_o} \right), \quad (5.88)$$

де t'_k - кінцева температура автоклава, сіток, банок та води у ньому, °C;
 t_o - температура охолоджуючої води, $t_o = 18...20$ °C.

5.4.2 Розрахунки на міцність

Розрахунок на міцність корпусу автоклава

Корпус автоклава представляє собою циліндричну обичайку з еліптичними днищами. Всі деталі корпусу з'єднані зварними швами.

Товщина стінки обичайки корпусу, мм

$$\delta_1 = \frac{p_p \cdot D_k}{2\mu[\sigma]_p - p_p} + \delta_k, \quad (5.89)$$

де p_p - розрахунковий тиск в порожнині автоклава, МПа;

D_k - внутрішній діаметр корпусу, мм;

μ - коефіцієнт міцності зварних швів, $\mu = 0,8...1,0$;

δ_k - додаткова товщина, що враховує корозію, $\delta_k = 1...3$ мм;

$[\sigma]_p$ - допустимі напруження розтягу матеріалу корпусу, МПа.

Допустимі напруження визначаються за формулою:

$$[\sigma]_p = \sigma_s / n_{zn}, \quad (5.90)$$

де σ_s - границя міцності матеріалу корпусу, МПа;

n_{zn} - коефіцієнт запасу міцності корпусу, $n_{zn} = 3,5...4,0$.

Значення напружень для різних марок сталей можна прийняти з таблиць довідників.

Для забезпечення достатньої жорсткості корпусу без укріплення додатковими деталями рекомендують приймати товщину стінок не менш ніж 5...6 мм.

Розрахунок на міцність еліптичного днища автоклава

Товщина стінки еліптичного днища визначається за формулою:

$$\delta_2 = \frac{p_p \cdot D_k}{4[\sigma]_p - p_p} \cdot \frac{D_k}{2h_d} + \delta_k, \quad (5.91)$$

де h_d - висота еліптичного днища автоклава, мм

Рекомендують приймати висоту днища:

$$h_d = (0,2...0,25) \cdot D_k. \quad (5.92)$$

Товщину стінки еліптичного днища автоклава приймають не менш ніж товщина стінки корпусу.

Розрахунок діаметрів отворів в корпусі і днищі

Для корпусів і кришок апаратів працюючих під тиском потрібно визначити максимально допустимий без додаткового укріплення місця з'єднання діаметр отворів під патрубки, штуцери, люки та ін.

Для циліндричної частини автоклава:

$$d_{1max} \leq 3,75 \sqrt{D_{\kappa}(\delta_1 - \delta_{\kappa}) \frac{p_p \cdot D_{\kappa}}{2[\sigma]_p - p_p}}. \quad (5.93)$$

Для еліптичного днища

$$d_{2max} = 0,95 \cdot D_{\kappa} \left[\frac{p_p}{4[\sigma]_p} \cdot \left(\frac{D_{\kappa}}{\delta_2 \cdot \delta_{\kappa}} \cdot \frac{D_{\kappa}}{2 \cdot h} - 1 \right) \right]. \quad (5.94)$$

Отвори в елементах корпусу автоклава не повинні перевищувати максимальних значень.

5.5 Розрахунок машин для подрібнення плодоовочевої сировини

Розрахунок проводиться на прикладі подрібнення яблук на роторній плодоовочевій дробарці з горизонтальним розташуванням ротора Д1-7,5.

Продуктивність машини визначається за формулою

$$Q_m = \frac{Q_l}{Z_m}, \quad (5.95)$$

де Q_l - продуктивність лінії, кг/с;

Z_m - кількість машин в лінії.

Продуктивність лінії визначається як:

$$Q_l = \frac{m}{t_p}, \quad (5.96)$$

де m - кількість продукції, яку потрібно переробити за зміну, кг;

t_p - час роботи лінії, с.

$$t_p = t_m \cdot Z_{zm} \cdot \eta_{zm}, \quad (5.97)$$

де t_m - час роботи машини, с;

Z_{zm} - кількість змін;

η_{zm} - коефіцієнт використання часу зміни.

Також продуктивність дробарки можна визначити за формулою

$$Q_m = l \cdot v_p \cdot \rho \cdot \varphi \cdot K \cdot m_{cp}, \quad (5.98)$$

де l - довжина ножового приладу, м;

v_p - швидкість різання для свіжих яблук, м/с;

ρ - щільність яблук, кг/м³;

φ - коефіцієнт використання ріжучої поверхні, $\varphi = 0,4 \dots 0,6$;

K - коефіцієнт використання площини бокової поверхні ножів;

m_{cp} - розмір частинок, які отримують в результаті подрібнення, м.

Коефіцієнт використання ріжучої поверхні залежить від кількості ножів (для 4 лопатей ножів $K=0,2 \dots 0,25$); значення $m_{cp}=0,004 \dots 0,008$ м.

З формули (5.98) розрахуємо довжину ножового приладу:

$$l = \frac{Q_m}{v_p \cdot \rho \cdot \varphi \cdot K \cdot m_{cp}}. \quad (5.99)$$

Щоб забезпечити задану продуктивність машини, подача шнека $Q_{ш}$ повинна бути такою як і продуктивність машини, тобто $Q_{ш} = Q_m$.

Подачу шнека можна виразити за такою формулою:

$$Q_m = A \cdot v_n \cdot \rho_n \cdot \varphi_z \cdot \varphi_n, \quad (5.100)$$

де A - площа поперечного перерізу у зоні подавання продукту, м²;

v_n - швидкість руху яблук вздовж шнека, м/с;

φ_z - коефіцієнт заповнення порожнини шнека;

φ_n - коефіцієнт нахилу витків шнеку.

$$v_n = S_{ш} \cdot n_{ш} \cdot k_g \cdot k_n, \quad (5.101)$$

де $S_{ш}$ - крок шнека, м;

$n_{ш}$ - частота обертання шнека;

k_6 - коефіцієнт який враховує товщину витків та їх профіль;

k_n - коефіцієнт який враховує оберти продукту разом із шнеком;

При розрахунку приймається: коефіцієнт $\varphi_3 = 0,2...0,35$; для кута нахилу витка $20...45^\circ$ $\varphi_n = 0,6...0,45$; $k_6 = 0,6...0,9$; $k_n = 0,3...0,4$.

Розглянемо співвідношення конструктивних параметрів шнека:

- крок шнека повинен бути

$$S_{ш} = 2 \cdot M, \quad (5.102)$$

де M - середній діаметр шматків, які надходять на подрібнення, мм.

Ширина завантажувального вікна дорівнює зовнішньому діаметру шнека

$$B_6 = D_{ш}, \quad (5.103)$$

а довжина повинна бути

$$L_6 \geq S_{ш}. \quad (5.104)$$

Довжина шнека розраховується за формулою

$$L_{ш} = S_{ш} \cdot K_0, \quad (5.105)$$

де K_0 - коефіцієнт, що враховує перекриття завантажувального вікна.

Коефіцієнт приймається $K_0 = 1,1...2$.

Внутрішній діаметр шнека рекомендують приймати:

$$d_6 = (0,25...0,4) D_{ш}. \quad (5.106)$$

Площа поперечного перерізу у зоні подачі продукту:

$$A = 0,25\pi (D_{ш}^2 - d_6^2). \quad (5.107)$$

Частота обертання шнека повинна бути не менша за:

$$n_{ш.min} = \frac{Q_{ш}}{A \cdot \rho \cdot S_{ш} \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_n \cdot k_6 \cdot k_n}, \quad (5.108)$$

Продуктивність ножового пристрою (тертки) повинна бути рівною продуктивності машини. Продуктивність тертки виразимо формулою

$$Q_m = V \cdot n \cdot \gamma, \quad (5.109)$$

де γ - об'ємна вага подрібненої маси яблук, $\gamma = 585...680$ кН/м³;

V - об'єм продукту, який зрізала терка за один оберт ротора, м³

$$V = \pi \cdot R_m \cdot n \cdot l \cdot Z \cdot k_k \cdot k_3 \cdot k_c, \quad (5.110)$$

де R_m - радіус камери різання, м;

Z - кількість лопатей, $Z = 2...4$;

k_k - конструктивний коефіцієнт використання терки, $k_k = 0,4...0,45$;

k_3 - коефіцієнт заповнення простору між лопатками, $k_3 = 0,35...0,45$;

k_c - коефіцієнт деформації і зминання продуктів, $k_c = 0,1...0,5$.

Радіус камери різання

$$R_m = \frac{Q_m}{\pi \cdot n \cdot \gamma \cdot l \cdot Z \cdot k_k \cdot k_3 \cdot k_c}. \quad (5.111)$$

Площа поверхні тертки, м²

$$A_m = \pi \cdot R_m \cdot l. \quad (5.112)$$

Площа отвору в тертці, м²

$$A_{омв} = 0,25\pi \cdot d_{cp}^2. \quad (5.113)$$

Кількість отворів в тертці

$$z_{омв} = A_m \cdot \varphi / A_{омв}, \quad (5.114)$$

де φ - коефіцієнт використання площі терки під отвори, $\varphi = 0,6 \dots 0,7$.

Потужність, необхідна для роботи дробарки, витрачається на подолання сили опору різання, сили тертя при контакті продукту з циліндрами камери різання і сили тертя при ковзанні продукту по лопатям ротора і тертки.

Потужність яка витрачається на подолання опору різання:

$$P_1 = F_p \cdot R_m \cdot \omega_p \cdot l \cdot Z \cdot k_k \cdot k_z, \quad (5.115)$$

де F_p - загальне зусилля різання, Н;

Потужність, потрібна на подолання сили тертя, що виникає при контакті продукту з диском і лопатями крилача.

$$P_2 = F_n \cdot v_o, \quad (5.116)$$

де F_n - сила переміщення продукту по тертці і лопатям ротора, Н.

Швидкість переміщення продукту залежить від частоти обертання ротора n_p , товщини зрізаної стружки $h_{зр}$ і числа лопатей Z_l :

$$v_o = \frac{1}{60} h_{зр} \cdot Z_l \cdot n_p. \quad (5.117)$$

Сила опору переміщення яблук складається з двох доданків: сили тертя, що виникає під дією сили тяжіння при переміщенні яблук по тертці і сили тертя яблук по лопаті, яка виникає від сили Коріоліса

$$F_n = F_{mg} + F_{m.кор}, \quad (5.118)$$

Після підстановок і перетворень формула визначення потужності приймає вигляд:

$$P_2 = \frac{Q \cdot R_m \cdot f}{102 \cdot 60 \cdot Z_l \cdot g} \left(g + \frac{\pi \cdot n_p^2 \cdot h_{зр} \cdot Z_l}{900} \right), \quad (5.119)$$

де f - коефіцієнт тертя яблук по лопатям.

Потужність, витрачена на подолання сили тертя, виникаючих при контакті яблук з терткою

$$P_3 = \frac{M \cdot n_p}{9550}, \quad (5.120)$$

де M - момент опору сил тертя, Н м.

Момент опору визначається як:

$$M = F_{вц} \cdot R_m \cdot K_2, \quad (5.121)$$

де $F_{вц}$ - відцентрова сила, Н;

K_2 - коефіцієнт, враховуючий зменшення сили тертя за рахунок зрізання продукту приймається $K_2 = 0,3$;

Оскільки відцентрова знаходиться з виразу

$$F_{\text{вц}} = m \cdot \omega^2 \cdot R_m, \quad (5.122)$$

маса продукту за виразом:

$$m = \frac{Q \cdot R_m}{h_{3p} \cdot Z_l^2 \cdot n_p \cdot g}. \quad (5.123)$$

а кутова швидкість як:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_p}{30}. \quad (5.124)$$

то формула (5.120) приймає вид

$$P_3 = \frac{\pi \cdot Q \cdot R_m \cdot n_p^2 \cdot K_2}{54 \cdot 9550 \cdot h_{3p} \cdot Z_l^2}. \quad (5.125)$$

Загальна потужність потрібна для приводу відцентрової дробарки

$$P = P_1 + P_2 + P_3. \quad (5.126)$$

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_{\text{ед}} = P / \eta_{\text{заг}}, \quad (5.117)$$

де $\eta_{\text{заг}}$ - загальний ККД привода.

Якщо привод дробарки складається з клинопасової передачі, з'єднання вала подрібнювача і приводного вала виконане за допомогою пружної муфти, то загальний ККД визначиться як:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пп}}^2, \quad (5.128)$$

де $\eta_{\text{кп}}$ - ККД клинопасової передачі (0,94...0,96);

$\eta_{\text{пп}}$ - ККД пари підшипників (0,99...0,995);

$\eta_{\text{м}}$ - ККД муфти, (0,98...0,99);

5.6 Інженерний розрахунок протиральної машини

Розрахунок проводять за наступними вихідними даними: продуктивність машини Q , кг/с; вид сировини; діаметр отворів у ситі d_c , мм; радіус бичів R , м; число бичів z , шт.; крок отворів каркаса $a_{отв}$, м; вміст м'якоті в продукті Θ , %.

Діаметр трубопроводу для підведення маси сировини в машину d_3 , м

$$d_3 = \sqrt{4Q / \pi \cdot \rho \cdot v_{np}}, \quad (5.129)$$

де Q - продуктивність машини, кг/с;

ρ - густина маси продукту, що переробляється, кг/м³;

v_{np} - швидкість маси в завантажувальній трубці машини, м/с.

При розрахунку приймають $v_{np} = 0,5...1,0$ м/с.

Кутова швидкість обертання бичового вала ω , рад/с

$$\omega = \sqrt{F_r \cdot g / R}, \quad (5.130)$$

де F_r - фактор розділення, ($F_r = 200...300$);

R - радіус бичів, м.

Таблиця 5.4 – Параметри плодоовочевої сировини

Продукт	Щільність маси, ρ , кг/м ³	Масова доля м'якоті в продукті Θ , %	Енергія, що витрачається на утворення 1 м ² поверхні, W , Дж/м ²
Яблука	1070	25...40	15,0...18,5
Томати	1090	20...30	8,0...12,0
Морква	1130	27...46	19,8...22,4
Груші	1060	27...45	19,0...21,8
Сливи	1040	18...28	12,0...15,0
Виноград	1030	17...26	9,0...12,0

Живий перетин каркаса сітчастого барабана при круглих отворах

$$\varphi_\delta = d_{отв}^2 / a_{отв}^2, \quad (5.131)$$

де $d_{отв}$ - діаметр отворів каркаса, м; $d_{отв} = (8...12) \cdot 10^{-3}$ м;

$a_{отв}$ - крок отворів каркаса, м.

Живий перетин сит φ_c орієнтовно визначається залежно від діаметра отворів в ситі

діаметр отворів в ситі d_c , мм	0,4	0,8	1,2	2,8
живий перетин сит, φ_c	0,134	0,165	0,196	0,305

Безрозмірна продуктивність q

$$q = 0,0905 \cdot Q / (\varphi_\delta \cdot \varphi_c \cdot \rho \cdot R^2 \sqrt{R \cdot g}), \quad (5.132)$$

Довжина зони активного відділення рідкої фази при протиранні томатів, м

$$l_1 = R \cdot 30,4 \cdot q^{0,29} \cdot Fr^{-0,53} \cdot z^{0,31}, \quad (5.133)$$

де z - число бичів, шт.

При протиранні яблучної маси та мас з подібною консистенцією, довжину зони активного відділення рідкої фази збільшують на **30 %**.

Довжина зони відцентрового віджимання l_2 , м

$$l_2 = 0,11 \cdot R. \quad (5.134)$$

Загальна довжина сітчастого барабана l , м

$$l = l_1 + l_2. \quad (5.135)$$

Тривалість перебування продукту в протиральній машині τ , с

$$\tau = L / v_1, \quad (5.136)$$

де L - довжина бича, м (приймається $L = l$);

v_1 - швидкість переміщення продукту уздовж бича, м/с

$$v_1 = 2R \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.137)$$

тут R - радіус бичів, м;

ω - кутова швидкість бичового вала, рад/с;

α - кут випередження бича, град ($\alpha = 1,5 \dots 6,0^\circ$).

Потужність потрібна на привод протиральної машини, Вт, складається з трьох складових.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \quad (5.138)$$

Потужність, що витрачається на надання продукту потрібної швидкості

$$P_1 = 0,5 \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot R^2. \quad (5.139)$$

Потужність, що витрачається на тертя маси об сито

$$P_2 = z \cdot m \cdot \omega^3 \cdot R^2 \cdot f, \quad (5.140)$$

де f - коефіцієнт тертя маси об сито ($f = 0,2 \dots 0,9$);

m - маса сировини, яка обертається разом з бичем, кг.

$$m = \gamma \cdot \rho \cdot l \cdot R^2, \quad (5.141)$$

де γ - емпіричний коефіцієнт ($\gamma = 0,05$);

l - довжина барабана, м.

Потужність, що витрачається на подрібнювання сировини

$$P_3 = Q \cdot W \cdot A_1, \quad (5.142)$$

де W - енергія, витрачена на утворення 1 м² нової поверхні, Дж/м²;

A_1 - площа знов утвореної поверхні при переробці 1 кг сировини, м²/кг

$$A_1 = (2 / \rho \cdot d_2 - 2 / \rho \cdot d_1) \Theta \cdot 10^{-2}, \quad (5.143)$$

де d_1 - середній розмір часток до обробки; $d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м;

d_2 - середній розмір часток після обробки, м

Θ - масова частка м'якоті у продукті, % (див. таблицю 1).

При обробці сировинної маси на ситі з отворами діаметром d_c приймають $d_2 = 0,3 \cdot d_c$ м.

Потужність електродвигуна потрібна на привод, Вт

$$P_{\omega} = k(P_1 + P_2 + P_3) / \eta_m, \quad (5.144)$$

де $k = 1,25 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу потужності;

η_m - механічний ККД привода ($\eta_m = 0,85 \dots 0,90$).

Як правило, привод протиральної машини може включати в себе редуктор і передачу гнучким зв'язком (клинопасову або ланцюгову). З'єднання валів забезпечується використанням муфт. Доцільним варіантом формування схеми привода є застосування мотор-редуктора.

5.7 Інженерний розрахунок бланшувальної машини

Розрахунок проводиться з метою визначення загальних витрат теплоти, потрібної для реалізації процесу бланшування. Вихідні дані: продуктивність G , кг/с; вид продукту; площа поверхні випаровування води $A_{\text{вип}}$, м²; маса води, що доливається $W_{\text{в}}$, кг/с; швидкість руху стрічки транспортера v , м/с.

Витрати теплоти на нагрів продукту Q_1 , Дж/с,

$$Q_1 = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1), \quad (5.145)$$

де G - продуктивність бланшувальної машини, кг/с;

c - питома теплоємність продукту, Дж/(кг·К), (таблиця 5.5);

t_1 і t_2 - середня початкова і кінцева температура продукту, °С.

При розрахунку приймається значення початкової температури в межах $t_1 = 18 \dots 20$ °С; температуру t_2 приймають на $2 \dots 3$ °С нижчою за температуру бланшування $t_{\text{б}}$ (таблиця 1).

Витрата теплоти на випаровування води, Q_2 , Дж/с,

$$Q_2 = A_{\text{вип}} \cdot K_{\text{вип}} (p_1 - \varphi \cdot p_2) \cdot r, \quad (5.146)$$

де $A_{\text{вип}}$ - площа поверхні випаровування води, м²;

$K_{\text{вип}}$ - коефіцієнт випаровування, кг/(м²·с·Па),

p_1 - пружність парів води при температурі випаровування, Па;

p_2 - пружність парів води при температурі повітря 21 °С, Па.

r - теплота випаровування, яка відповідає температурі бланшування, Дж/кг; $r = 2283$ Дж/кг.

φ - відносна вологість повітря ($\varphi = 0,7$);

Значення пружності парів води при відповідній температурі приймається по таблиці 5.6.

$$K_{\text{вип}} = 1,56 \cdot 10^{-7} (v_n \cdot \rho_n)^{0,8}, \quad (5.147)$$

де v_n - швидкість руху повітря, м/с ($v_n = 0,02$ м/с);

ρ_n - щільність повітря, кг/м³ ($\rho_n = 1,2$ кг/м³);

Таблиця 5.5. – Характеристика продуктів та температура бланшування

Найменування продукту	Питома теплоємність продукту c , Дж/(кг·К)	Насипна щільність ρ , кг/м ³	Температура бланшування, $t_{\text{б}}$, °С
Картопля	3,43...3,68	640...750	94...96
Морква	3,14...3,94	550...650	92...98
Яблука	3,77...3,91	585...650	94...98
Горошок	3,52...3,68	350...400	92
Буряк	3,35...3,90	600...780	93
Абрикос	3,77...3,88	550...640	94

Слива	3,31...3,81	600...720	94
-------	-------------	-----------	----

Таблиця 5.6 – Пружність водяної пари при різних її температурах

$t, ^\circ\text{C}$	$p_n, \text{Па}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_n, \text{Па}$
0	610,5	40	7371,5
5	871,8	50	12330,2
10	1227,7	60	19861,7
14	1599,6	70	31192,2
16	1812,9	80	47321,5
18	2066,2	90	70115,8
20	2332,8	100	101308,0
25	3172,5	150	470880,0
30	4238,9	200	1500930,0

Витрати теплоти на підігрівання води, яка доливається до ванни бланшувальної машини, Q_3 , Дж/с,

$$Q_3 = W_e \cdot c \cdot (t_4 - t_3), \quad (5.148)$$

де W_e - маса води, яка доливається, кг/с;

c - питома теплоємність води, $c = 4186$ Дж/(кг·К);

t_3 і t_4 - початкова і кінцева температура води, що доливається, $^\circ\text{C}$

При розрахунку приймається $t_3 = 17...19$ $^\circ\text{C}$ і $t_4 = t_6$.

Витрати теплоти на нагрівання стрічки транспортера Q_4 , Дж/с

$$Q_4 = G_m \cdot c_m (t_7 - t_6), \quad (5.149)$$

де G_m - маса стрічки, яка переміщується за одну секунду, кг/с;

c_m - питома теплоємність стрічки транспортера, $c_m = 482$ Дж/(кг·К);

t_7 і t_6 - кінцева і початкова середня температура стрічки транспортера, $^\circ\text{C}$.

Кінцева температура транспортерної стрічки приймається рівною температурі бланшування $t_7 = t_6$.

Початкова температура стрічки визначається за формулою

$$t_6 = t_6 - (45...53). \quad (5.150)$$

Маса стрічки, яка переміщується за одну секунду, кг/с

$$G_m = v \cdot G_{noz} \quad (5.151)$$

де v - швидкість руху стрічки, м/с;

G_{noz} - маса 1 погонного метра стрічки, $G_{noz} = 4,3$ кг/м.

Витрати теплоти на компенсацію втрат до навколишнього середовища шляхом випромінювання і конвекції Q_5 , Дж/с

$$Q_5 = A_{en} \cdot \alpha_0 (t_{cm} - t_n), \quad (5.152)$$

де A_{en} - площа поверхні випромінювання машини в повітря м^2 ;

α_0 - коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

t_{cm} - середня температура поверхні стінки ванни, $^\circ\text{C}$;

t_n - температура повітря, $^\circ\text{C}$

Приймається $\alpha_0 = 6...10$ $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $t_{cm} = 34...46$ $^\circ\text{C}$; $t_n = 18...21$ $^\circ\text{C}$.

Для розрахунку можна прийняти площу поверхні випромінювання машини рівною площі випаровування води $A_{en} = A_{вип}$.

Загальна витрата теплоти при бланшуванні у воді $Q_{заг}$, Дж/с,

$$Q_{заг} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5. \quad (5.153)$$

Загальна витрата теплоти при бланшуванні парою $Q'_{заг}$, Дж/с

$$Q'_{заг} = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 + Q'_4, \quad (5.154)$$

де Q'_1 - витрати теплоти на нагрів продукту, Дж/с;

Q'_2 - витрати теплоти на нагрів апарата (стрічки), Дж/с;

Q'_3 - витрати теплоти на компенсацію втрат до навколишнього середовища шляхом випромінювання і конвекції, Дж/с;

Q'_4 - втрати теплоти внаслідок витоків пари (негерметичність), Дж/с.

Втрати теплоти Q'_4 важко визначити розрахунком (вони обумовлені конкретною конструкцією бланшувального апарата та режимом роботи), тому ці втрати обчислюються в процентному відношенні від суми трьох перших складових. Встановлено, що ці втрати складають у закритому бланшувачі 1...2%, в шнековому 5...10%, в стрічковому з витяжною трубою 10...20%.

Таким чином втрати теплоти внаслідок витікань пари:

$$Q'_4 = \frac{(Q'_1 + Q'_2 + Q'_3) \cdot b}{100 - b}, \quad (5.155)$$

де b - відсоток втрат теплоти, %

Витрати пари, D , кг/с,

$$D = Q_{заг} / (i - i_k), \quad (5.156)$$

де i_k - ентальпія конденсату, Дж/кг ($i_k = 417,5$ Дж/кг);

i - ентальпія гріючої пари, ($i = 2700$ Дж/кг)

Коли бланшування продукту ведуть у водному розчині солі, кислоти, лугу з підігріванням через поверхню нагрівання, значення ентальпії конденсату i_k приймається рівним температурі бланшування або менше неї на 5...8 °С.

Площа поверхні нагрівання A , м², бланшувальної машини при $\tau = 1$ с

$$A = Q_{заг} / (k \cdot \Delta t), \quad (5.157)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), $k = 1900$ Вт/(м²·К);

Δt - різниця між температурами пари і бланшування, °С.

$$\Delta t = t_{np} - t_{\theta}, \quad (5.158)$$

де t_{np} - температура гріючої пари, $t_{np} = 100...115$ °С

Витрати охолоджувальної води, кг/с.

$$W_{охл} = \frac{G \cdot c \cdot (t_2 - t_5)}{(t_k - t_n) \cdot c_e}, \quad (5.159)$$

де t_2 - температура продукту до охолодження, °С (приймається $t_2 = t_{\theta}$);

t_5 - температура продукту після охолодження, °С ($t_5 = 25...35$ °С);

t_n і t_k - початкова і кінцева температури охолоджувальної води, °С
 c_e - питома теплоємність води, $c_e = 4186$ Дж/(кг·К).
 Приймається при розрахунку $t_n = t_3$ і $t_k = t_6$.

РОЗДІЛ 6

Розрахунки обладнання для сушіння продукції

6.1 Розрахунок камерної сушарки

Завдання на розрахунок: виконати розрахунок камерної сушарки, якщо задані наступні параметри:

G_1 – кількість сирого матеріалу, кг;
 τ – час сушіння, год.;
 C_{cm} – теплоємність абсолютно сухого матеріалу, ккал/(кг·град);
 ω_1 – вологість матеріалу до сушіння, в % по масі;
 ω_2 – вологість матеріалу після сушіння, %;
 θ – температура матеріалу на вході в сушарку, °С;
 t_o^n – температура зовнішнього повітря влітку, °С;
 t_o^{3M} – температура зовнішнього повітря взимку, °С;
 ϕ_o^n – відносна вологість повітря влітку, %;
 ϕ_o^{3M} – відносна вологість повітря взимку, %;
 t_{don} – допустима температура сушильного агента на вході в сушарку;
 t_2 – температура сушильного агента на виході з сушарки, °С;
 ϕ_2 – відносна вологість сушильного агента на виході з сушарки, %;
 g – навантаження на поверхню решета, кг/м²;
 k – коефіцієнт теплопередачі стін сушарки.

Геометричний розрахунок сушильної камери

В різних галузях харчового і переробного виробництва для розміщення продукту в камерних сушарках використовують досить великий спектр конструкцій та типорозмірів решіт.

Для учбового розрахунку можна прийняти наступну конструкцію решіт: дерев'яні рами з дротяною сіткою; вага рами 1,5 кг, вага сітки 0,5 кг, зовнішні розміри 0,785×0,785 м.

Загальна площа поверхні решіт, м², визначається за виразом

$$S_p = \frac{G_1}{g} \quad (6.1)$$

де G_1 - кількість сирого матеріалу, кг;

g - питома навантаження на поверхню решіт, кг/м².

Площа одного решета складе, м²:

$$S'_p = l_p \cdot b_p \quad (6.2)$$

де l_p і b_p - відповідно довжина і ширина решета, м.

Кількість решіт в камері, шт.:

$$Z_p = S_p / S'_p \quad (6.3)$$

Кількість решіт округлюється до цілого числа.

Розробляється план розташування візків з решетами в камері сушарки:

На один візок, як правило, встановлюють етажерку (пакет), який складається з $Z' = 10...12$ решіт, тоді число візків буде складати:

$$Z_{\text{в}} = Z_p / Z' \quad (6.4)$$

При невеликій кількості візків (2...3 шт.) їх доцільно розташовувати в один ряд, при кількості 6...8 шт. – в два ряди по 3...4 візка, а при ще більшій кількості візків їх розташовують у 3 або ж у 4 ряди.

Завантаження на одне решето g' , кг,

$$g' = \frac{G_1}{Z_p} \quad (6.5)$$

Зовнішні розміри камери:

- приймається товщина стін, підлоги і стелі, $\delta = 0,1...0,12$ м.

- ширина камери, м:

$$B = b_p \cdot Z_{\text{ряд}} + a_1 (Z_{\text{ряд}} + 1) + 2 \cdot \delta, \quad (6.6)$$

де b_p - ширина решета, м;

a_1 - зазор між стінкою і решетою та рядами візків, м:

$$a_1 = 0,05...0,15 \text{ м};$$

- висота камери, м:

$$H = a' \cdot Z' + 2 \cdot \delta, \quad (6.7)$$

де a' - відстань по висоті між решетами, $a' = 0,12...0,15$ м;

Z' - кількість решіт в етажерці, шт.,

- довжина камери, м,

$$L = Z'_{\text{ряд}} \cdot l_p + (Z'_{\text{ряд}} + 1) \cdot a_1 + 2 \cdot \delta + 2 \cdot b'', \quad (6.8)$$

де l_p - довжина решета, м;

a_1 - відстань між рядами, м;

b'' - ширина розподільних коробів, $b'' = 0,5...0,6$ м.

Поверхня тепловтрат в довкілля, м^2

$$S_{\text{п}} = 2 \cdot H \cdot L + 2 \cdot H \cdot B + 2 \cdot B \cdot L \quad (6.9)$$

По результатах накреслити схему розміщення решіт в камері.

Матеріальний розрахунок

Кількість висушеного матеріалу:

$$G_2 = G_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}, \quad (6.10)$$

де G_1 - кількість сирого матеріалу, кг;

G_2 - кількість висушеного матеріалу, кг;

ω_1 - вологість матеріалу до сушіння, %;

ω_2 - вологість матеріалу після сушіння, %.

Кількість води, що випаровується, кг:

$$W = G_1 - G_2, \quad (6.11)$$

Розрахунок тепловтрат при сушінні у камері

Середня різниця температур середовищ по довжині камери:

$$t_{cp} = \frac{t_{don} - t_2}{2,3 \lg \frac{t_{don} - \theta}{t_2 - \theta}}, \quad (6.12)$$

t_{don} - допустима температура сушильного агента на вході в сушарку, °C;

t_2 - температура сушильного агента на виході з сушарки, °C;

θ - температура матеріалу на вході в сушарку, °C.

Різниця температур середовищ на торцях камери

$$t'_{cp} = t_{don} - \theta; \quad t''_{cp} = t_2 - \theta \quad (6.13)$$

Інтенсивність тепловтрат при коефіцієнті теплопередачі, який однаковий для усіх стін сушарки:

- по довжині камери, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год.})$

$$q_d = k \cdot t_{cp}, \quad (6.14)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі стін сушарки, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год.} \cdot \text{град})$.

$k = 0,7 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год.} \cdot \text{град})$

- з торців камери, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год.})$

$$q'_m = k \cdot t'_{cp}; \quad (6.15)$$

$$q''_m = k \cdot t''_{cp}. \quad (6.16)$$

Тепловтрати в довкілля:

$$q_{dk} = (q_{nd} \cdot S_{nd} + q_{cm} \cdot S_{cm} + q_c \cdot S_c + q'_m \cdot S_m + q''_m \cdot S_m) \frac{\tau}{W} \quad (6.17)$$

де q_{nd}, q_{cm}, q_c - інтенсивність тепловтрат через підлогу, стелю, стіни;

q'_m, q''_m - інтенсивність тепловтрат на торцевих стінках камери;

S_{nd}, S_{cm}, S_c, S_m - площа підлоги, стелі, поздовжніх, торцевих стін, м^2 ;

τ - час сушіння, год.

При розрахунку приймають $q_{nd} = q_{cm} = q_c = q_d$, $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год.})$, ;

Теплоємності матеріалу, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$:

- сирого:

$$C'_m = C_{cm} + (1 - C_{cm}) \frac{\omega_1}{100}, \quad (6.18)$$

де C_{cm} - теплоємність абсолютно сухого матеріалу, $\text{ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

- висушеного:

$$C''_m = C_{cm} + (1 - C_{cm}) \frac{\omega_2}{100} \quad (6.19)$$

Середня температура висушеного матеріалу, °C,

$$\theta_2 = \frac{t_{don} + t_2}{2}, \quad (6.20)$$

Тепловтрати на нагрів матеріалу, $\text{ккал}/\text{кг}$

$$q_m = \frac{C'_m \cdot G_1 \cdot \theta - C''_m \cdot G_2 \cdot \theta_2}{W} \quad (6.21)$$

Тепловтрати на нагрів решіт визначаються за наступних умов:

- теплоємність дерева $C_d = 0,6$ ккал/ (кг·град);
- теплоємність металу $C_{мет} = 0,115$ ккал/ (кг·град);

Температура решіт приймається такою як і матеріалу; вага дерев'яної рамки решета $G_d=1,5$ кг, вага металевої сітки решета $G_c=0,5$ кг.

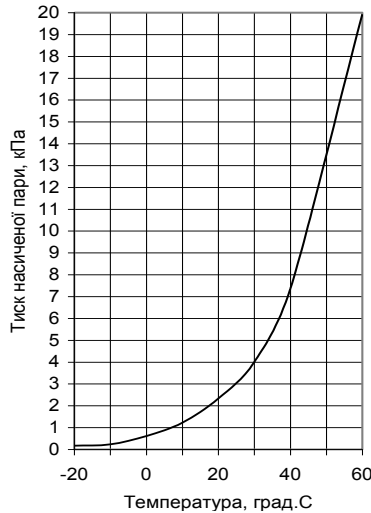


Рисунок 6 – Діаграма визначення p_n^o

$$q_{реш} = \frac{C_d \cdot G_d \cdot Z_p (\theta_2 - \theta) + C_{мет} \cdot G_c \cdot Z_p (\theta_2 - \theta)}{W} \quad (6.22)$$

Сумарні тепловтрати, ккал/кг

$$\sum q = q_{дк} + q_m + q_{реш} \quad (6.23)$$

Аналітичний розрахунок нормального сушильного процесу

Вологовміст повітря, грам водяної пари/кг сухого повітря:

а) зовнішнього повітря влітку $d_o^л$ і взимку

$d_o^{3м}$:

$$d_o = 622 \frac{\varphi_o \cdot p_n^o}{P_{атм} - \varphi_o \cdot p_n^o}, \quad (6.24)$$

де φ_o - відносна вологість повітря в частках;

p_n^o - тиск насиченої водяної пари при температурі t_o , Па;

$P_{атм}$ - атмосферний тиск, Па; $P_{атм} \approx 1$ атм = $1 \cdot 10^5$ Па.

Значення тиску насиченої пари в кПа, в залежності від температур зовнішнього повітря зимою, літом і температури відпрацьованого сушильного агента визначаються з діаграми на рисунку 6 (при підстановці в (6.24) слід перевести в Па).

б) вологовміст d_2 сушильного агента, що відпрацьовував також визначається за формулою (6.24).

Відносна витрата абсолютно сухого повітря взимку $I^{3м}$ і влітку $I^л$, кг водяної пари/кг сухого повітря:

$$I = 1000 / (d_2 - d_o). \quad (6.25)$$

Необхідна температура підігрівання повітря в калорифері, °С:

Теплоємність вологого повітря на 1 кг сухого, ккал/ (кг·град):

$$C = C_{нов} + C_{пар} \cdot \frac{d_o}{1000}, \quad (6.26^*)$$

де $C_{нов}$ - теплоємність повітря, ккал/ (кг·град);;

$C_{пар}$ - теплоємність пари, ккал/ (кг·град);

d_o - вологовміст повітря (формула 25), г/кг.

Примітка* за формулою (6.26*) визначаються значення $C_1^л$ для літа, $C_1^{зм}$ для зими і C_2 для відпрацьованого агента.

При розрахунку приймаються:

$$C_{нов} = 0,24 \text{ ккал/ (кг·град)};$$

$$C_{нар} = 0,44 \text{ ккал/ (кг·град)};$$

Повна теплота пари при температурі t_2 :

$$i = i_0 + C_{нар} \cdot t_2, \quad (6.27)$$

де i_0 - теплота пари при 0°C ; $i_0 = 597,3 \text{ ккал/кг}$.

Температура підігрівання повітря у калорифері літом і зимою:

$$t_k = t_2 \cdot \frac{C_2}{C_1} + \frac{i + \sum q}{C_1 \cdot l}, \quad (6.28)$$

де t_2 - температура сушильного агента на виході з сушарки, $^\circ\text{C}$;

C_1 - теплоємність повітря літом $C_1^л$ і взимку $C_1^{зм}$, ккал/ (кг·град) ;

C_2 - теплоємність повітря при температурі t_2 , ккал/ (кг·град)

i - повна теплота водяної пари, ккал/ кг ;

l - витрата абсолютно сухого повітря взимку $l^{зм}$ і влітку $l^л$, кг/кг

$\sum q$ - сумарні втрати тепла, ккал/кг вологи, що випаровується.

Витрата тепла взимку і влітку на 1 кг вологи, що випаровується:

$$q^{зм} = C_1^{зм} \cdot l^{зм} (t_k - t_2) \quad q^л = C_1^л \cdot l^л (t_k - t_2) \quad (6.29)$$

Розрахунок витратних характеристик процесу сушіння

Кількість вологи, що випаровується за 1 годину, кг/год .

$$W_{год} = \frac{W}{\tau} \quad (6.30*)$$

* Тут і далі розрахувати показники для зими і літа

Витрата тепла за 1 годину роботи, ккал/год .

$$Q = q \cdot W_{год} \quad (6.31*)$$

Витрата пари G_n на сушіння, кг/ч .

$$G_n = \frac{Q}{(i - t_{кон}) \cdot \eta} \quad (6.32*)$$

де i - повна теплота гріючої пари, ккал/кг ;

t_k - температура конденсату, $t_{кон} = 132,9 \text{ }^\circ\text{C}$;

η - ККД калорифера, $\eta = 0,98$.

Витрата пари на 1 кг вологи, $\text{кг пари/ кг вологи, що випаровується}$

$$g_n = \frac{G_n}{W_{год}} \quad (6.33*)$$

Витрата пари на 1 кг висушеного матеріалу.

$$g_{нм} = \frac{G_n \cdot \tau}{G_2} \quad (6.34*)$$

Витрата повітря на сушку матеріалу, годинна і секундна.

$$L_{\text{год}} = l \cdot W_{\text{год}}; \quad (6.35^*)$$

$$L_{\text{сек}} = \frac{W_{\text{год}}}{3600} \quad (6.36^*)$$

Визначені по результатах розрахунку конструктивні і технологічні параметри камерної сушарки рекомендують оформити у вигляді таблиць.

РОЗДІЛ 7

Інженерні розрахунки обладнання для абсорбції, дифузії, перегонки, випарювання, пресування

7.1 Розрахунок насадкового абсорбера

Розраховується абсорбер для поглинання газу SO_2 водою з повітря при заданій температурі процесу. Масова витрата повітря G_m , кг/с, початкова концентрація SO_2 в повітрі y_n %, кінцева y_k %. Початкова концентрація SO_2 у воді становить x_n %, кінцева x_k %. Процес відбувається в умовах протитоку при температурі t і атмосферному тиску.

Визначення внутрішнього діаметра абсорбера

За таблицею 7.1 знаходять густину газу (повітря) ρ_z , кг/м³ при температурі процесу t . Тоді об'ємна витрата повітря складе $G_{об}$, м³/с:

$$G_{об} = G_m / \rho_z. \quad (7.1)$$

Приймається вид насадки і за таблицею 7.2 знаходять швидкість газу w , оптимальну для даної насадки та величину вільного об'єму ε . Тоді фіктивна (віднесена до всього перерізу колони) швидкість повітря, м/с:

$$w_\phi = w \cdot \varepsilon. \quad (7.2)$$

Внутрішній діаметр абсорбера, м:

$$d = 1,128 \sqrt{G_{об} / w_\phi}. \quad (7.3)$$

Визначення кількості ступенів зміни концентрації.

За таблицею 7.3 знаходять значення рівноважних концентрацій SO_2 в повітрі відповідно до значень концентрацій у воді, причому значення y_n^* знаходять відповідно до значення x_k , а значення y_k^* – до значення x_n . (Слід пам'ятати, що в процесі абсорбції концентрація SO_2 в повітрі зменшується, а в воді збільшується тому $y_n > y_k$, а $x_n < x_k$).

Знаходимо витрату сорбенту (води) у процесі, кг/с:

$$L = \frac{G_m (y_n - y_k)}{x_k - x_n}. \quad (7.4)$$

Питома витрата сорбенту (води) на одиницю маси повітря:

$$l = L / G_m. \quad (7.5)$$

Знаходимо коефіцієнт розподілу:

$$m = \frac{y_n^* - y_k^*}{x_k - x_n}. \quad (7.6)$$

Вважаючи робочу лінію та лінію рівноваги прямими, знаходимо кількість ступенів зміни концентрації:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{m}{l}} \ln \frac{y_n - y_n^*}{y_k - y_k^*}. \quad (7.7)$$

Висота насадки, еквівалентна одиниці зміни концентрації газової фази

За таблицею 7.2 знаходимо величину питомої площі поверхні на одиницю об'єму для даної насадки: σ , м²/м³.

Знаходимо еквівалентний діаметр для даної насадки, м:

$$d_{ек} = 4\varepsilon / \sigma. \quad (7.8)$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості для повітря μ_z , Па·с (таблиця 7.1)

Заходимо критерій Рейнольдса для повітря:

$$Re_z = \frac{4w_\phi \cdot \rho_z}{\sigma \cdot \mu_z}. \quad (7.9)$$

Коефіцієнт дифузії SO₂ в повітрі при температурі процесу t :

$$D_z(t) = \left(\frac{273+t}{273} \right)^{\frac{3}{2}} D_z(0). \quad (7.10)$$

де $D_z(0) = 1,03 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Критерій Прандтля (масообмінний) для рідини:

$$Pr'_z = \frac{\mu_z}{\rho_z D_z}. \quad (7.11)$$

Висота одиниці зміни концентрації для газової фази, м:

$$h_y = 0,615 d_{ек} \cdot Re_z^{0,345} (Pr'_z)^{0,67}. \quad (7.12)$$

Висота насадки, еквівалентна одиниці зміни концентрації рідкої фази

За таблицею 7.1 знаходимо густину та коефіцієнт динамічної в'язкості для рідини (води): ρ_p , кг/м³; μ_p , Па·с.

Знаходимо приведену товщину плівки рідини, що стікає, м:

$$\delta_{np} = \left(\frac{\mu_p^2}{\rho_p^2 \cdot g} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (7.13)$$

Коефіцієнт змоченої поверхні приймаємо: $\psi = 0,5$.

Знаходимо критерій Рейнольдса для рідини:

$$Re_p = \frac{4 \cdot L}{S \cdot \sigma \cdot \psi \cdot \mu_p} = \frac{16 \cdot L}{\pi \cdot d^2 \cdot \sigma \cdot \psi \cdot \mu_p}. \quad (7.14)$$

Коефіцієнт дифузії SO₂ (м²/с) в рідині при температурі процесу t :

$$D_p(t) = (1 + 0,02(t - 20)) \cdot D_p(20), \quad (7.15)$$

де $D_p(20) = 1,47 \cdot 10^{-9}$ м/с.

Знаходимо критерій Прандтля (масообмінний) для рідини:

$$Pr'_p = \frac{\mu_p}{\rho_p \cdot D_p}. \quad (7.16)$$

Висота одиниці зміни концентрації для рідкої фази, м:

$$h_x = 119 \cdot \delta_{np} \cdot Re_p^{0,25} (Pr'_p)^{0,5}. \quad (7.17)$$

Висота шару насадки

Висота насадки, еквівалентна одному ступеню зміни концентрації:

$$h_{oy} = h_y + \frac{m \cdot G_m}{L} h_x \text{ м.} \quad (7.18)$$

Загальна висота насадки:

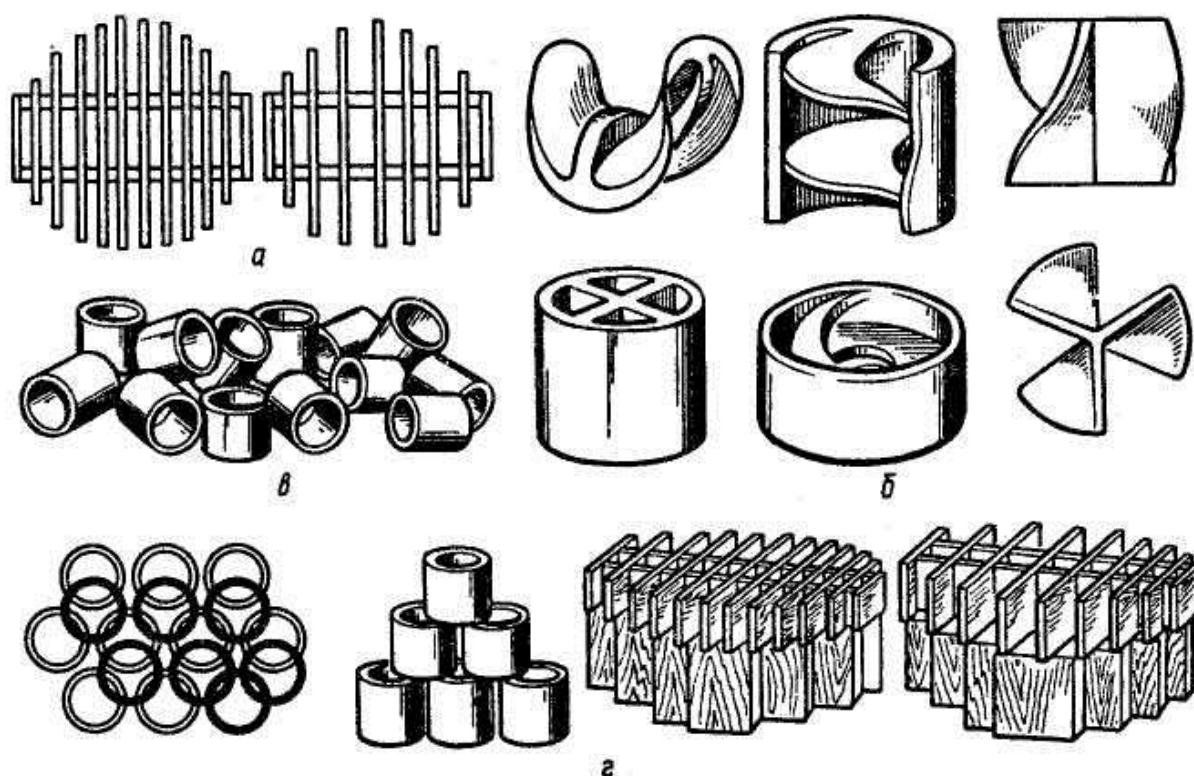
$$H = h_{oy} \cdot n, \text{ м.} \quad (7.19)$$

Отримані значення результатів розрахунку оформлюються у виді таблиці
Результати розрахунку

d , м	m	n	L , кг/с	h_x , м	h_y , м	h_{oy} , м	H , м

Таблиця 7.1 – Фізичні характеристики повітря і води

Температура	Сухе повітря при тиску 735,6 мм рт. ст.		Вода (на лінії насичення)	
$t, ^\circ\text{C}$	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^{-5}$, (Па·с)	ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^{-3}$, (Па·с)
0	1,252	1,716	1000	1,790
10	1,206	1,775	1000	1,310
20	1,164	1,824	998	1,000
30	1,127	1,873	996	0,804
40	1,092	1,922	992	0,657
50	1,056	1,961	988	0,549
60	1,025	2,010	983	0,470
70	0,996	2,040	978	0,406
80	0,968	2,099	972	0,355
90	0,942	2,157	965	0,315
100	0,916	2,177	958	0,282



a - плоскопаралельна; b – керамічні різних фасонів; v - навалом;
 z – організовано

Рисунок 7.1 – Типи насадок і способи їх укладання

Таблиця 7.2 – Характеристики деяких нерегулярних насадок

Насадка	Матеріал насадки	Діаметр елемента, мм	Товщина елемента, мм	Вільний об'єм, ϵ , м ³ /м ³	Поверхня на одиницю об'єму, σ , м ² /м ³	Оптимальна швидкість газу w_r , м/с
Кускові матеріали	Кокс	75		0,5	49	0,55...0,93
		45		0,4	115	0,27
		25		0,45	131	0,15...0,27
	Кварц	50		0,46	62,5	0,52...0,61
		20		0,4	144	0,13
Невпорядковано завантажені кільця	Метал	50	1,5	0,92	98,5	0,73...0,91
		25	1,5	0,86	194	0,58...0,7
		12	0,8	0,87	377	0,3
	Кераміка	75	10	0,72	65,5	0,67...1,25
		50	5	0,79	95	0,73...0,92
		38	5	0,73	125	0,52...0,79
		25	2,5	0,8	184	0,37...0,6
		18	2,5	0,74	236	0,37...0,6
		12	1,5	0,73	377	0,2
		50	6	0,74	92	0,85
	Графіт	25	5	0,66	170	0,46
		12	1,5	0,73	377	0,2

Таблиця 7.3 – Насичуваність води газом SO₂ і вміст SO₂ у повітрі

Насичуваність води газом SO ₂ , x , % і масовий вміст SO ₂ в повітрі, y , % при температурі води, °C							
20 °C		30 °C		40 °C		50 °C	
x	y	x	y	x	y	x	y
0,02	0,1	0,01	0,1	0,004	0,1	0,004	0,1
0,03	0,2	0,02	0,2	0,010	0,2	0,008	0,2
0,05	0,4	0,04	0,4	0,023	0,4	0,017	0,4
0,08	0,6	0,06	0,6	0,035	0,6	0,026	0,6
0,10	0,8	0,07	0,8	0,048	0,8	0,035	0,8
0,13	1,0	0,09	1,0	0,070	1,0	0,050	1,0
0,25	2,0	0,19	2,0	0,14	2,0	0,09	2,0
0,52	4,0	0,35	4,0	0,25	4,0	0,18	4,0
0,78	6,0	0,54	6,0	0,33	6,0	0,26	6,0
1,03	8,0	0,71	8,0	0,5	8,0	0,35	8,0
1,28	10,0	0,89	10,0	0,63	10,0	0,45	10,0

1,53	12,0	1,08	12,0	0,77	12,0	0,54	12,0
1,8	14,0	1,24	14,0	0,88	14,0	0,63	14,0

7.2 Розрахунок похилого дифузійного апарата

Дифузійний апарат розраховується за вихідними даними: $D_{\text{ш}}$ - зовнішній діаметр шнека, м; d - діаметр вала шнека, м; S - крок витків шнека, м;

q - маса стружки на одиницю корисної місткості, кг/м³; n - частота обертання шнеків, хв⁻¹; D_K - діаметр корпусу апарата, м; τ - час активного дифундування, хв; L - довжина шляху активного дифундування стружки, м; l - відстань між осями шнеків, м; a - маса (відкачка) дифузійного соку, кг.

Продуктивність похилого дифузійного апарата, т/добу визначають:

$$P = 24 \cdot 60 \frac{\pi}{4} (D_{\text{ш}}^2 - d^2) \cdot \psi \cdot \eta \cdot S \cdot q \cdot y \cdot n \cdot m \cdot \varepsilon \cdot k_n, \quad (7.20)$$

де $D_{\text{ш}}$ - зовнішній діаметр шнека, м;

d - діаметр вала шнека, м;

ψ - коефіцієнт перекриття витків шнека;

η - коефіцієнт збільшення перерізу стружки в апараті;

S - крок витків шнека, м;

q - маса стружки на одиницю корисної місткості апарата, кг/м³;

y - коефіцієнт наповнення апарата стружкою ($y = 0,9 \dots 1,0$);

n - частота обертання шнеків, хв⁻¹;

m - кількість одночасно працюючих шнеків ($m = 2$);

ε - експлуатаційний коефіцієнт ($\varepsilon = 0,9$);

k_n - коефіцієнт подачі бурякової стружки.

Коефіцієнт перекриття витків шнека:

$$\psi = 1 - \frac{A}{0,25\pi(D_{\text{ш}}^2 - d^2)}, \quad (7.21)$$

де A - площа поверхні сегменту перекриття, м² (див. рисунок 7.2).

В загальному виді площа сегмента визначається з вираження:

$$A = 0,5[r \cdot l_{\delta} - c \cdot (r - h)], \quad (7.22)$$

де r - радіус кола;

l_{δ} - довжина дуги;

c - довжина хорди сегмента;

h - висота сегмента.

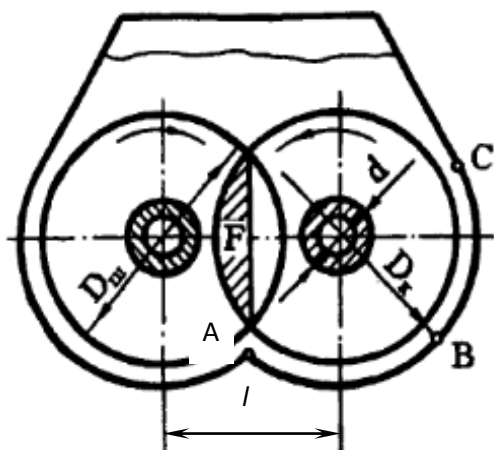
Адаптуючи формулу визначення площі сегмента до конкретних умов і приймаючи з конструкції дифузійного апарата радіус шнека $R_{\text{ш}} = 0,5D_{\text{ш}}$ та відстань між осями шнеків l , визначаємо площу F за наступним виразом:

$$F = 0,5[R_{\text{ш}} \cdot l_{\delta} - c \cdot (R_{\text{ш}} - h)], \quad (7.23)$$

де $c = 2\sqrt{R_{\text{ш}}^2 - 0,25 \cdot l^2}$; $h = R_{\text{ш}} - 0,5 \cdot l$; $l_{\delta} = \pi \cdot R_{\text{ш}} \cdot \alpha^{\circ} / 180^{\circ}$

α° - центральний кут сегмента, град

$$\alpha^{\circ} = 2 \arccos(l / D_{\text{ш}}) \quad (7.24)$$



При переміщенні бурякової стружки шнеками уздовж апарата вона заповнює проміжки між корпусом і кромкою шнека упродовж дуги ABC, тобто загальний переріз стружки більший за переріз шнеків, що враховується коефіцієнтом η .

$$\eta = 0,5(1 + D_k^2 / D_{ш}^2) \quad (7.25)$$

де D_k - діаметр корпуса апарата, м.

Рисунок 7.2 – Поперечний перетин апарата

Для нормальної роботи апарата стружка повинна знаходитися трохи вище за верхню кромку витків шнеків, тоді коефіцієнт подачі бурякової стружки:

$$k_n = \frac{2\pi \cdot L}{S \cdot \omega \cdot \tau}, \quad (7.26)$$

де L - довжина шляху активного дифундування стружки в апараті, м;

S - крок шнеків апарата, м

ω - кутова швидкість обертання шнека, рад/с ($\omega = \pi \cdot n / 30$);

τ - час активного дифундування, с.

Для визначення витрат теплоти і пари на процес у дифузійному апараті складається тепловий баланс: кількість теплоти, яка надходить в апарат, при сталому режимі його роботи повинна дорівнювати кількості теплоти, що виходить з апарата.

Тепловий баланс похилого дифузійного апарата:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{zn} = Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_{внс} \quad (7.27)$$

де Q_1 - теплота бурякової стружки, кДж;

Q_2 - теплота барометричної води, кДж;

Q_3 - теплота жомопресової води, кДж;

Q_{zn} - теплота пари, що обігріває апарат, кДж;

Q_4 - теплота дифузійного соку, кДж;

Q_5 - теплота бурякового жому, кДж;

Q_6 - теплота конденсату, що виходить з апарату, кДж;

$Q_{внс}$ - втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж.

Теплота бурякової стружки, кДж:

$$Q_1 = G_{cm} \cdot c_{cm} \cdot t_{cm}, \quad (7.28)$$

де G_{cm} - маса бурякової стружки, кг ($G_{cm} = 100$ кг);

c_{cm} - питома теплоємність стружки, $c_{cm} = 3,77$ кДж/(кг·К);

t_{cm} - температура стружки, °С ($t_{cm} = 5 \dots 7$ °С);

Теплота барометричної води, кДж:

$$Q_2 = W_6 \cdot c_6 \cdot t_6, \quad (7.29)$$

де W_6 - маса барометричної води, кг, $W_6 = 60$ кг;

c_6 - питома теплоємність барометричної води, $c_6 = 4,19$ кДж/(кг·К);

t_6 - температура барометричної води, °C; $t_6 = 40^\circ\text{C}$;
Теплота жомопресової води, кДж:

$$Q_3 = W_{\text{ж.в.}} \cdot c_{\text{ж.в.}} \cdot t_{\text{ж.в.}}, \quad (7.30)$$

де $W_{\text{ж.в.}}$ - маса жомопресової води, кг, $W_{\text{ж.в.}} = 50$ кг;
 $c_{\text{ж.в.}}$ - питома теплоємність жомопресової води, кДж/(кг·K);
 $c_{\text{ж.в.}} = 4,19$ кДж/(кг·K);
 $t_{\text{ж.в.}}$ - температура жомопресової води °C ($t_{\text{ж.в.}} = 75^\circ\text{C}$).

Теплота дифузійного соку, кДж:

$$Q_4 = a \cdot c_c \cdot t_c, \quad (7.31)$$

де a - маса (відкачка) дифузійного соку, кг;
 c_c - питома теплоємність соку, $c_c = 3,77$ кДж/(кг·K);
 t_c - температура дифузійного соку °C; $t_c = 30^\circ\text{C}$;

Теплота бурякового жому, кДж:

$$Q_5 = G_{\text{жс}} \cdot c_{\text{жс}} \cdot t_{\text{жс}} \quad (7.32)$$

де $G_{\text{жс}}$ - маса бурякового жому, кг, $G_{\text{жс}} = (0,7...0,75) \cdot G_{\text{ст}}$;
 $c_{\text{жс}}$ - питома теплоємність жому, $c_{\text{жс}} = 4,19$ кДж/(кг·K);
 $t_{\text{жс}}$ - температура бурякового жому °C, ($t_{\text{жс}} = 75^\circ\text{C}$);

Використовуючи рівняння теплового балансу визначимо масу гріючої пари на обробку **100** кг бурякової стружки:

$$D = \frac{Q_4 + Q_5 - Q_1 - Q_2 - Q_3}{0,9 \cdot i - c_k \cdot \theta}, \quad (7.33)$$

де i - ентальпія пари, кДж/кг ($i = 2679,5$ кДж/кг);
 c_k - питома теплоємність конденсату, кДж/(кг·K),
 $c_k = 4,19$ кДж/(кг·K);
 θ - температура конденсату, °C, ($\theta = 98...100^\circ\text{C}$);

Теплота гріючої пари, кДж:

$$Q_{\text{zn}} = D \cdot i. \quad (7.34)$$

Теплота конденсату, що виходить з апарата, кДж

$$Q_6 = D_k \cdot c_k \cdot \theta \quad (7.35)$$

де D_k - маса конденсату, кг; ($D_k = D$).

Втрати теплоти в навколишнє середовище, кДж:

$$Q_{\text{внс}} = 0,1 \cdot Q_{\text{zn}} = 0,1 \cdot D \cdot i. \quad (7.36)$$

Витрата гріючої пари, т/добу:

$$D_{\text{доб}} = D \cdot \Pi / 100. \quad (7.37)$$

7.3 Розрахунок брагоректифікаційного апарата

Розрахунок проводять за наступними вихідними даними: Π - продуктивність по абсолютному спирту, дал/добу (1 дал = 10 л); $t_{\text{бр}}$ - температура браги, що поступає в бражну колону, °C; $B_{\text{бр}}$ і B_6 - масова частка сухих речовин в бразі і в барді, % по масі; $X_{\text{бр}}$ - масова частка алкоголю в бразі, %; β - коефіцієнт надлишку водно-спиртової пари; p - тиск гріючої пари, що поступає в колону, МПа;

t_6 - температура барди на виході з апарата, °С; n - число тарілок бражної колони, шт.;
 h - відстань між тарілками бражної колони, м; Z - глибина барботажного шару, м.

Методика розрахунку

Визначається кількість теплоти Q_H , що витрачається на підігрівання 100 кг браги до температури кипіння, кДж

$$Q_H = (t_{kun} - t_{6p}) \cdot c_{6p} \cdot 100, \quad (7.38)$$

де t_{kun} - температура кипіння водно-спиртової суміші, °С;

t_{6p} - температура браги, що поступає в бражну колону, °С;

c_{6p} - питома теплоємність браги, кДж/(кг·К).

$$c_{6p} = 4,266 - 0,040 \cdot B_{6p}, \quad (7.39)$$

де B_{6p} - масова доля сухих речовин в бражці, % (по варіанту).

Визначається масова частка етанолу (міцність) в киплячій бразі A_{6p} , %, на постачальній тарілці по графіку (рисунок 7.3).

Визначається масова кількість алкоголю $G_{ал}$, кг/год., який поступає в апарат з брагою

$$G_{ал} = \frac{\Pi \cdot \rho_{em}}{100 \cdot 24}, \quad (7.40)$$

де Π - добова продуктивність, дал/добу (за варіантом);

ρ_{em} - щільність етанолу, кг/м³ ($\rho_{em} = 789$ кг/м³).

Масова кількість браги, що поступає на перегонку M_{6p} , кг/год.

$$M_{6p} = \frac{100 \cdot G_{ал}}{X_{6p}}, \quad (7.41)$$

де X_{6p} - масова частка спирту (абсолютного алкоголю) в бражці, %.

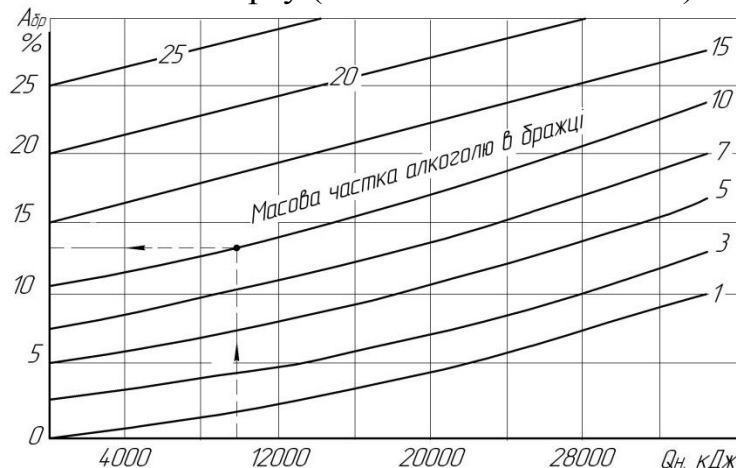


Рисунок 7.3 – Графік визначення міцності браги на постачальній тарілці

Визначається масова кількість водно-спиртової пари G'_{cn} , кг/год., що відходить з бражної колони.

$$G'_{cn} = \frac{100 \cdot G_{ал}}{y_n}, \quad (7.42)$$

де y_n - масова доля алкоголю в парах, які виходять з бражної колони, %.

Визначається дійсна масову кількість пари G'_∂ , що поступає з бражної колони з урахуванням коефіцієнта надлишку пари β .

$$G'_{\partial} = \beta \cdot G'_{cn}, \quad (7.43)$$

де β - коефіцієнт надлишку водно-спиртової пари.

Уточнюється дійсна масова доля етанолу в парах y'_{∂} , %,

$$y'_{\partial} = \frac{G'_{cn} \cdot y_n}{G'_{\partial}}, \quad (7.44)$$

На основі визначення кількості продуктів, що поступають і видаляються з бражної колони, складається рівняння матеріального балансу

$$M_{\partial p} + P = G'_{\partial} + P + B, \quad (7.45)$$

де P - маса гріючої пари і її конденсату, кг;

B - маса барди без конденсату (дистилляту) водно-спиртових парів, кг.

Маса барди без конденсату визначається за формулою

$$B = M_{\partial p} - G'_{\partial} \quad (7.46)$$

Складається рівняння теплового балансу бражної колони:

$$M_{\partial p} \cdot c_{\partial p} \cdot t_{\partial p} + P \cdot i_1 = G'_{\partial} \cdot i_{\partial} + B \cdot c_{\partial} \cdot t_{\partial} + P \cdot t_k \cdot c_k + Q_{nc} \quad (7.47)$$

де i_1 - ентальпія гріючої пари, кДж/кг;

i_{∂} - ентальпія водно-спиртових парів, кДж/кг;

c_{∂} - питома теплоємність барди, кДж/(кг·К);

t_{∂} - температура барди, °С;

t_k - температура конденсату, °С; $t_k = t_{\partial}$;

c_k - питома теплоємність конденсату, $c_k = 4,22$ кДж/(кг·°С);

Q_{nc} - втрати теплоти бражною колоною в довкілля; кДж/год.

Питома теплоємність барди, кДж/(кг·К) визначається за формулою Г.М. Знаменського:

$$c_{\partial} = 4,19 - 0,01585 \cdot B_{\partial} \quad (7.48)$$

де B_{∂} - масова частка сухих речовин в барді %

З рівняння теплового балансу визначають витрати гріючої пари P , кг/год, у бражній колоні апарата.

Формула враховує, що для термоізованих колон втрати Q_{nc} приймаються з умови 4 % від тепловмісту гріючої пари, тобто $Q_{nc} = 0,04 \cdot P \cdot i_1$.

$$P = \frac{G'_{\partial} \cdot i_{\partial} + B \cdot c_{\partial} \cdot t_{\partial} - M_{\partial p} \cdot c_{\partial p} \cdot t_{\partial p}}{0,96 \cdot i_1 - t_k \cdot c_k}. \quad (7.49)$$

Швидкість пари ω_n , м/с, в ковпачкових тарілках вираховується за формулою В. Н. Стабникова

$$\omega_n = \frac{0,305 \cdot h}{60 + 0,05 \cdot h} - 0,012 \cdot Z; \quad (7.50)$$

де h - відстань між тарілками, мм;

Z - глибина барботажного шару, мм (від рівня рідини до краю ковпачка).

Визначається висота колони H , м,

$$H = (n - 1) \cdot h + h_1 + h_2, \quad (7.51)$$

де n - число тарілок бражної колони, шт.;

h_1 - відстань від нижньої тарілки до основи колони, м;

h_2 - відстань від верхньої тарілки до верхнього днища колони, м.

При розрахунку приймаються значення вказаних відстаней у наступних межах $h_1 = 0,5 \dots 0,7$ м; $h_2 = 0,3 \dots 0,4$ м.

Визначається площа поперечного перерізу колони A , м²,

$$A = \frac{P \cdot i_1}{3600 \cdot \omega_n \cdot \rho_n \cdot i_2}, \quad (7.52)$$

де i_1 - ентальпія гріючої пари при тиску, з яким вона поступає у бражну колону, кДж/кг.

i_2 - ентальпія гріючої пари при робочому тиску безпосередньо у колоні, кДж/кг;

ρ_n - щільність водяної пари при робочому тиску p_2 , кг/м³.

Робочий тиск пари в колоні p_2 приймається за експериментальними даними з практики.

При розрахунку можна прийняти: $p_2 = 0,115$ МПа; $i_2 = 2685$ кДж/кг і $\rho_n = 0,661$ кг/м³

Визначаємо діаметр колони, d_k , м,

$$d_k = \sqrt{4F / \pi}, \quad (7.53)$$

Одержані розрахунком основні параметри колони ректифікації заносяться у таблицю.

Таблиця – Визначені параметри колони ректифікації

P	Q_H	$M_{бр}$	G'_∂	B	P	ω_n	H	F	d_k	n

7.4 Розрахунок випарної установки

Розрахунок випарної установки з центральною трубою для виробництва згущеного молока проводиться за вихідними даними: масова продуктивність по випареній воді W кг/год; концентрація сухих речовин у молоці початкова CP_n , % і кінцева CP_k %; температура молока початкова t_n ° С; температура вторинної пари t_e ° С; внутрішній діаметр труб d_a , мм; товщина стінки труби δ_{cm} , мм; висота кип'ятільних труб I , м.

Матеріальний розрахунок

Маса молока, що поступає в установку:

$$S_n = \frac{W}{1 - \frac{CP_n}{CP_k}}. \quad (7.54)$$

Продуктивність випарної установки по згущеному продукту:

$$S_k = S_n - W. \quad (7.55)$$

Продуктивність установки (перевірочний розрахунок):

$$S_k = S_n \frac{CP_n}{CP_k}. \quad (7.56)$$

Тепловий розрахунок

Рівняння теплового балансу

$$D \cdot i_{zn} + S_n \cdot c_n \cdot t_n = D \cdot i_k + S_k \cdot c_k \cdot t_k + W \cdot i_{en} + Q_{em}, \quad (7.57)$$

де D - масова витрата гріючої пари, кг/с;

i_{zn} - ентальпія гріючої пари, кДж/кг;

i_{en} - ентальпія вторинної пари, кДж/кг;

i_k - ентальпія конденсату, кДж/кг;

c_n - теплоємність початкового розчину, кДж/кг·град;

c_k - теплоємність кінцевого розчину, кДж/кг·град;

t_n - температура початкового розчину, ° С;

t_k - температура кінцевого розчину, ° С;

Q_{em} - теплові втрати, кВт.

За таблицею 7.4 при початковій температурі молока визначається ентальпія гріючої пари i_{zn} , кДж/кг, ентальпія конденсату i_k , кДж/кг і при температурі вторинної пари ентальпія вторинної пари i_{en} , кДж/кг.

За 7.4 визначається щільність пари ρ_z кг/м³ і за таблицею 7.5 щільність конденсату ρ_k кг/м³; за таблицею 7.7 питома теплоємність початкового c_n і кінцевого c_k розчину, кДж/кг·град.

З рівняння теплового балансу визначається теоретичні витрати (без урахування теплових втрат) гріючої пари:

$$D = \frac{S_k \cdot c_k \cdot t_k}{i_{zn} - i_k} - \frac{S_n \cdot c_n \cdot t_n}{i_{zn} - i_k} + \frac{W \cdot i_{en}}{i_{zn} - i_k}. \quad (7.58)$$

Фактичні витрати гріючої пари:

$$D_{\phi} = 1,05 \cdot D \quad (7.59)$$

Питомі витрати гріючої пари:

$$d = D_{\phi} / W. \quad (7.60)$$

Коефіцієнт випару:

$$\alpha = \frac{i_{2n} - i_{\kappa}}{i_{\text{en}} - c_{2n} \cdot t_{\kappa}}. \quad (7.61)$$

Коефіцієнт самовипару:

$$\beta = \frac{t_{2n} - t_{\kappa}}{i_{\text{en}} - c_n \cdot t_{\kappa}}. \quad (7.62)$$

Фактичні витрати випареної води:

$$W_{\phi} = D \cdot \alpha + S_n \cdot c_n \cdot \beta \quad (7.63)$$

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації гріючої пари на зовнішніх поверхнях кип'ятільних труб, Вт/(м²·град.):

$$\alpha_1 = \frac{1,163 \cdot c^* \cdot b \cdot \sqrt[4]{r'}}{\sqrt[4]{H \cdot (t_n - t_{\text{cm}})}}, \quad (7.64)$$

де c^* - коефіцієнт, що враховує розташування труб;

b - коефіцієнт, що враховує властивості плівки конденсату;

r' - теплота пароутворення плівки;

H - довжина контакту пари і труби (висота кип'ятільних труб);

t_{cm} - середня температура стінки труби.

Значення b і r' знаходять за таблицею 7.9 методом інтерполяції:

Наприклад, при 80 °С $b_{80} = 2070$, а при 100° С $b_{100} = 2200$, тоді при 85°С:

$$b_{85} = b_{80} + \frac{b_{100} - b_{80}}{100 - 80} \cdot 5$$
$$b_{85} = 2070 + \frac{2200 - 2070}{100 - 80} \cdot 5 = 2103$$

Подібним чином визначається значення r'

Середня температура стінки труби:

$$t_{\text{cm}} = 0,5(t_n + t_{\kappa}) \quad (7.65)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до киплячого молока:

$$\alpha_2 = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_n \cdot r}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,033} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\sigma} \right)^{0,33} \cdot \frac{\lambda_p^{0,75} \cdot q^{0,7}}{\mu_p^{0,45} \cdot c_p^{0,12} \cdot T_{\text{нас}}^{0,37}}, \quad (7.66)$$

де ρ_n - щільність пари при температурі кипіння (таблиця 7.4);

r - теплота пароутворення при t_{κ} (таблиця 7.4);

ρ_p - щільність рідини (молока) (таблиця 7.7);

σ - коефіцієнт поверхневого натягу продукту (таблиця 7.8);

λ_p - коефіцієнт теплопровідності продукту (таблиця 7.7);

μ_p - динамічний коефіцієнт в'язкості продукту (таблиця 7.7);

c_p - теплоємність продукту (таблиця 7.7);

$T_{нас}$ - температура насичення (кипіння) продукту $T_{нас} = 273 + t_k$;

q - середнє питоме теплове навантаження, $q = 6000$ Вт/м².

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.67)$$

де λ_{cm} - коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

Для труб з вуглецевої сталі приймається $\lambda_{cm} = 25...30$ Вт/м·К, для труб з нержавіючої сталі $\lambda_{cm} = 15...20$ Вт/м·К.

Теплове навантаження випарювання:

$$Q = D \cdot (i_z - i_k) \quad (7.68)$$

Площа теплопередачі:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \quad (7.69)$$

Фактична площа теплопередачі:

$$A_\phi = (1,05...1,1) \cdot A \quad (7.70)$$

Конструктивний розрахунок

Загальне число кип'ятильних трубок в апараті

$$n_0 = \frac{A}{\pi \cdot d_e \cdot H} \quad (7.71)$$

Крок розміщення кип'ятильних трубок:

$$s = (1,3...1,5) \cdot d_z = (1,3...1,5) \cdot (d_e + 2\delta_{cm}), \quad (7.72)$$

де d_z - зовнішній діаметр труби, мм $d_z = d_e + 2\delta_{cm}$;

Площа, яка зайнята трубами на трубній решітці:

$$A_0 = \frac{0,866 \cdot s^2 \cdot n_0}{\psi}, \quad (7.73)$$

де $\psi = 0,7...0,9$ - коефіцієнт використання трубної решітки.

Діаметр центральної циркуляційної труби:

$$d_u = d_e \sqrt{(0,3...0,6) \cdot n_0} \quad (7.74)$$

Приймається за сортаментом труб (таблиця 7.11) $d_u \times s$, мм

Площа центральної циркуляційної труби:

$$A_u = 0,785(d_u + 2s)^2 \quad (7.75)$$

Площа трубної решітки:

$$A_{mp} = A_0 + A_u \quad (7.76)$$

Діаметр корпуса:

$$D_{\text{корп}} = \sqrt{4A_{\text{мп}}/\pi} \quad (7.77)$$

Мінімальна товщина трубної решітки:

$$\delta_{\text{мп min}} = (d_3/8) + 5 \quad (7.78)$$

Об'єм парового простору:

$$V_{\text{nn}} = \frac{W}{A_{\text{nn}}} \quad (7.79)$$

де A_{nn} - масове напруження парового простору (таблиця 7.10).

Діаметр парового простору:

$$D_{\text{nn}} = 1,25 \cdot D \quad (7.80)$$

Висота парового простору:

$$H_{\text{nn}} = \frac{4 \cdot V_{\text{nn}}}{\pi \cdot D_{\text{nn}}^2} \quad (7.81)$$

Висота кінцевого днища:

$$H_{\text{кон}} = H/2,5 \quad (7.82)$$

Повна висота випарного апарата:

$$H_{\text{ва}} = H + H_{\text{nn}} + H_{\text{кон}} \quad (7.83)$$

Діаметри патрубків:

- для подачі молока:

$$d_{\text{м}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{n}}}{\pi \cdot \rho_{\text{р}} \cdot w_{\text{м}}}}, \quad (7.84)$$

де $w_{\text{і}}$ - швидкість потоку молока, $w_{\text{м}} = 0,5...1,0$ м/с.

- для виходу згущеного молока:

$$d_{\text{зм}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\text{к}}}{\pi \cdot \rho_{\text{зм}} \cdot w_{\text{зм}}}}, \quad (7.85)$$

де $\rho_{\text{зм}}$ - щільність згущеного молока, $\rho_{\text{зм}} = 1270$ кг/м³;

$w_{\text{зм}}$ - швидкість потоку згущеного молока, $w_{\text{м}} = 0,2...0,5$ м/с.

- для подачі гріючої пари:

$$d_{\text{zn}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\phi}}{\pi \cdot \rho_{\text{zn}} \cdot w_{\text{n}}}}, \quad (7.86)$$

w_{n} - швидкість потоку пари, $w_{\text{n}} = 20...25$ м/с.

- для виходу конденсату:

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot D_{\phi}}{\pi \cdot \rho_{\text{к}} \cdot w_{\text{к}}}}, \quad (7.87)$$

де $w_{\text{к}}$ - швидкість відведення конденсату, $w_{\text{к}} = 0,5...0,7$ м/с.

За результатами розрахунків діаметрів патрубків приймаються труби за відповідним сортаментом.

Ізоляційний розрахунок

За правилами протипожежної безпеки максимальна температура поверхні апарата не повинна перевищувати $t_{na} = 40$ °С. Температура повітря у цеху повинна бути в межах, $t_{nov} = 22...24$ °С

Число Грасгофа – критерій подібності при конвективному переносі теплоти визначається як:

$$Gr = \frac{g \cdot H_{ea}^3 \cdot \Delta t \cdot \beta}{\nu^2}, \quad (7.88)$$

де Δt - середній температурний напір між поверхнею і повітрям;

β - коефіцієнт температурного розширення повітря;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря.

При температурі повітря $t_{nov} = 23$ °С $\nu = 21,8 \cdot 10^{-6}$ м²/с (таблиця 7.6)

$$\Delta t = t_{na} - t_{nov} \quad (7.89)$$

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{nov}} \quad (7.90)$$

Визначається критерій подібності при теплопереносі (число Прандтля), який при температурі повітря 23 °С дорівнює $Pr = 0,7025$.

Визначається добуток $Gr \cdot Pr$.

Якщо $Gr \cdot Pr > 1 \cdot 10^9$ процес охолодження здійснюється турбулентним режимом руху повітря і для визначення критерію Нусельта використовують критеріальне рівняння виду:

$$Nu = 0,154(Gr \cdot Pr)^{0,333} \quad (7.91)$$

При $Gr \cdot Pr < 1 \cdot 10^9$ – рух повітря ламінарний і критеріальне рівняння Нусельта має вид:

$$Nu = 0,54(Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (7.92)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_n}{H_{ea}}, \quad (7.93)$$

де λ_n - коефіцієнт теплопередачі повітря, Вт/(м·град) (таблиця А3);

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_e = c \cdot \beta_m, \quad (7.94)$$

де c - константа випромінювання, $c = 4,27$;

β_m - температурний коефіцієнт.

$$\beta_m = \frac{\left(\frac{273 + t_{na}}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + t_{nov}}{100}\right)^4}{t_{na} - t_{nov}} \quad (7.95)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_c = \alpha_k + \alpha_e \quad (7.96)$$

Середня різниця температур гріючої пари і повітря у цеху:

$$t_{cp} = t_n - t_{нов} \quad (7.97)$$

Питомі втрати теплоти в навколишнє середовище:

$$q = \alpha_c \cdot (t_{na} - t_{нов}) \quad (7.98)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до повітря, Вт/(м²·град).

$$K = \frac{q}{t_{cp}} \quad (7.99)$$

Вибирається теплоізолюючий матеріал для теплоізоляції корпусу випарної установки. Досить розповсюдженим є – совеліт (85% магнезія і 15% азбест) (таблиця 7.13), коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{із} = 0,098$ Вт/(м·град).

Якщо зовнішня поверхня теплоізоляції корпусу пофарбована, то враховується також і значення коефіцієнта теплопровідності для фарби, наприклад для масляної фарби світлих тонів $\lambda_{\phi} = 0,233$ Вт/(м·град) (таблиця 7.13).

Товщина шару теплоізоляції визначається за виразом:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_c} - \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} \right) \quad (7.100)$$

Розрахункове значення товщини шару $\delta_{з\phi}$ округлюється і приймається звичайно кратним 5 мм.

Розрахунок теплових втрат

Ізольована бокова поверхня випарного апарата:

$$A_{бок} = A_{ц} + A_{nn} + A_{кон} \quad (7.101)$$

де $A_{ц}$ - поверхня циліндричної частини апарата;

A_{nn} - бокова поверхня паро сепаратора апарата

$A_{кон}$ - поверхня конічної частини апарата.

$$A_{ц} = 2\pi \cdot D_{корн} \cdot H \quad (7.102)$$

$$A_{nn} = 2\pi \cdot D_{nn} \cdot H_{nn} \quad (7.103)$$

$$A_{кон} = 0,5\pi \cdot (D_{корн} + D_{осн}) \cdot l \quad (7.104)$$

де $D_{осн}$ - діаметр нижньої основи конуса апарата;

l - довжина утворюючої конуса.

$$D_{осн} = (0,05...0,1) \cdot D_{корн} \quad (7.105)$$

$$l = \sqrt{(0,5 D_{корн})^2 + H_{кон}^2} \quad (7.106)$$

Втрати теплоти з ізольованої (бокової) поверхні:

$$Q_{із} = q \cdot A_{бок} \quad (7.107)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від неізольованої поверхні:

$$\alpha_n = \alpha_c + 0,07 \cdot \Delta t \quad (7.108)$$

Втрати теплоти від неізольованих поверхонь (з торців корпусу):

$$Q_n = \alpha_n \cdot 0,25\pi (D_{nn}^2 + D_{осн}^2) (t_{na} - t_{нов}) \quad (7.109)$$

Сумарні втрати теплоти зі всієї поверхні апарата:

$$Q_{em} = Q_{iz} + Q_n \quad (7.110)$$

Відносні втрати теплоти з поверхні апарата:

$$Q_{відн} = \frac{Q_{em}}{Q} \cdot 100 \leq 5\% \quad (7.111)$$

Якщо умова $Q_{відн} \leq 5\%$ виконується – розрахунки виконані на достатньо високому рівні.

Таблиця 7.4 – Властивості насиченої пари в залежності від температури

Температура, °C	Абсолютний тиск p Па	Щільність, ρ , кг/м ³	Питома ентальпія рідини i_k , кДж/кг	Питома ентальпія пари i_n , кДж/кг	Питома теплота пароутворення r , кДж/кг
0	610,8	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	871,8	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	1226,3	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	1706,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	2334,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	3169,3	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	4247,7	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	5621,1	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	7377,1	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	9584,4	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	12341,0	0,08300	209,50	2589,5	2380,0
55	15745,1	0,10430	230,45	2598,7	2368,2
60	19924,1	0,13010	251,40	2608,3	2356,9
62	21837	0,14193	259,46	2613,0	2353,5
64	23910	0,15453	267,84	2616,4	2338,7
66	26148	0,16806	276,21	2619,9	2343,7
68	28561	0,18256	284,59	2623,3	2338,7
70	31166	0,19790	293,30	2626,3	2333,0
71	32533	0,20626	297,16	2628,5	2331,3
72	33957	0,21471	301,36	2630,2	2328,8
73	35433	0,22345	305,55	2631,9	2326,3
74	36963	0,23247	309,74	2633,6	2323,9
75	38548	0,24180	313,94	2635,3	2321,4
76	40190	0,25144	318,13	2637,0	2318,9
77	41890	0,26139	322,33	2638,7	2316,4
78	43650	0,27165	326,52	2640,4	2313,9
79	45473	0,28227	330,72	2642,1	2311,4
80	47382	0,29290	335,20	2644,0	2310,0

81	49310	0,30451	339,11	2645,4	2306,3
82	51328	0,31616	343,31	2647,1	2303,8
83	53415	0,32818	347,51	2648,8	2301,3
84	55572	0,34058	351,71	2650,4	2298,7
85	57079	0,35310	356,20	2651,3	2296,2
86	60107	0,36652	360,12	2653,7	2293,6
87	62488	0,38009	364,32	2655,4	2293,6
88	64947	0,39407	368,53	2657,0	2288,5
89	67486	0,40834	372,73	2658,7	2286,0
90	70141,5	0,4229	377,10	2662,0	2285,0
95	84562,2	0,5039	398,10	2671,0	2273,0
100	101337,3	0,5970	419,00	2679,0	2260,0

Таблиця 7.5 – Фізичні властивості води

Температура, °C	Щільність, ρ , кг/м ³	Питома теплоємність c , кДж/(кг·град.)	Теплопровідність λ , Вт/(м·град.)	Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Критерій Прандтля, Pr
0	999,8	4,240	0,551	1,790	1790	13,7
5	999,7	4,228	0,563	1,540	1530	11,3
10	999,6	4,215	0,574	1,300	1305	9,56
15	998,9	4,211	0,586	1,100	1128	8,15
20	998,2	4,207	0,599	1,000	1001	7,06
25	996,9	4,207	0,608	0,910	898	6,20
30	995,6	4,203	0,617	0,805	801	5,50
35	993,9	4,203	0,626	0,720	716	4,85
40	922,2	4,203	0,634	0,659	653	4,30
45	990,1	4,203	0,641	0,615	603	3,90
50	988,0	4,203	0,648	0,556	549	3,56
55	985,6	4,203	0,654	0,515	505	3,25
60	983,2	4,207	0,659	0,479	471	3,00

65	980,5	4,211	0,664	0,445	436	2,75
70	977,7	4,215	0,668	0,415	406	2,56
75	974,8	4,215	0,671	0,385	378	2,35
80	971,8	4,219	0,674	0,366	356	2,23
85	968,5	4,223	0,678	0,347	338	2,10
90	965,3	4,228	0,680	0,326	315	1,95
95	961,8	4,228	0,681	0,310	304	1,85
100	958,3	4,232	0,683	0,295	282	1,75

Таблиця 7.6 – Фізичні властивості сухого повітря (при атмосферному тиску)

Температура, °C	Щільність, ρ , кг/м ³	Питома теплоємність c , кДж/(кг·град.)	Теплопровідність λ , Вт/(м·град.)	Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	Коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Критерій Прандтля, Pr
0	1,293	1,005	0,0244	18,8	17,2	0,707
5	1,270	1,005	0,0248	19,4	17,4	0,706
10	1,247	1,005	0,0251	20,0	17,6	0,705
15	1,226	1,005	0,0255	20,7	17,8	0,704
20	1,205	1,005	0,0259	21,4	18,1	0,703
25	1,186	1,005	0,0263	22,2	18,4	0,702
30	1,165	1,005	0,0267	22,9	18,6	0,701
35	1,147	1,005	0,0272	23,6	18,9	0,700
40	1,128	1,005	0,0276	24,3	19,1	0,699
45	1,110	1,005	0,0279	25,0	19,4	0,6985
50	1,093	1,005	0,0283	25,7	19,6	0,698
55	1,076	1,005	0,0287	25,9	19,9	0,697
60	1,060	1,005	0,0290	26,2	20,1	0,696

65	1,044	1,005	0,0293	27,4	20,4	0,695
70	1,029	1,009	0,0296	28,6	20,6	0,694
75	1,015	1,009	0,0301	29,4	20,9	0,693
80	1,000	1,009	0,0305	30,2	21,1	0,692
85	0,986	1,009	0,0309	31,1	21,3	0,691
90	0,972	1,009	0,0313	31,9	21,5	0,690
95	0,959	1,009	0,0317	32,8	21,7	0,989
100	0,946	1,009	0,0321	33,6	21,9	0,688

Таблиця 7.7 – Фізичні властивості молока і вершків

Температура, °C	Щільність, ρ , кг/м ³	Питома теплоємність c , кДж/(кг·град.)	Теплопровідність λ , Вт/(м·град.)	Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu \cdot 10^6$, Па·с	Критерій Прандтля, Pr
Молоко						
5	1033,3	3,876	0,430	2,87	2963	26,6
10	1032,3	3,897	0,454	2,39	2472	21,2
15	1030,8	3,909	0,477	2,04	2099	17,0
20	1029,3	3,914	0,495	1,74	1785	14,2
25	1027,3	3,918	0,512	1,50	1530	11,8
30	1025,3	3,922	0,523	1,30	1324	9,95
35	1023,2	3,926	0,535	1,16	1197	8,40
40	1021,0	3,934	0,552	1,02	1079	7,50
45	1018,8	3,918	0,570	0,92	942	6,10
50	1016,6	3,897	0,582	0,84	853	5,50
55	1014,0	3,876	0,593	0,76	765	5,00
60	1011,4	3,855	0,605	0,70	706	4,50
65	1008,7	3,855	0,605	0,65	647	4,10
70	1006,0	3,855	0,616	0,62	618	3,90
75	1003,0	3,855	0,628	0,58	589	3,60
80	999,6	3,855	0,640	0,56	569	3,43
85	996,0	3,855	0,640	0,54	559	3,30
90	993,0	3,855	0,651	0,52	549	3,22
95	990,0	3,855	0,651	0,49	540	2,90
100	887,0	3,855	0,663	0,48	530	2,70
Вершки 35% жирності						
5	1002,2	3,268	0,286	78,4	7848	895
10	1002,2	3,687	0,295	39,2	3924	490
15	996,9	4,119	0,306	17,2	1717	319
20	993,9	4,022	0,317	11,8	1177	148
25	991,5	1,206	0,321	8,9	883	114,8
30	988,0	3,855	0,324	7,0	687	81,5
35	985,0	3,687	0,329	5,5	540	64,4

40	983	3,570	0,334	4,5	441	47,2
45	932,0	3,612	0,340	4,2	392	36,0
50	980,0	3,599	0,351	2,57	252	25,6
55	980,0	3,599	0,351	2,57	252	25,6
60	974,0	3,603	0,328	2,56	250	25,1
65	971	3,603	0,367	2,54	247	23,1
70	965	3,603	0,381	2,54	245	23,1
75	964	3,603	0,390	2,54	245	23,0
80	962	3,603	0,398	2,55	245	23,0
85	960	3,603	0,395	2,54	244	22,5
90	960	3,603	0,395	2,53	243	22,0
95	960	3,603	0,395	2,52	242	21,8
100	960	3,603	0,395	2,50	240	21,6

Таблиця 7.8 – Поверхневий натяг молочних продуктів

t, °C	Поверхневий натяг σ , Н/м									
	Молоко жирністю, %							Вершки жирністю, %		
	знежирене			цільне						
	0,50	0,75	1,00	1,50	2,50	3,20	4,00	10,0	20,0	25,0
0	0,0533	0,0538	0,0530	0,0491	0,0487	0,0457	0,0491	0,0543	0,0548	0,0538
5	0,0522	0,0551	0,0528	0,0485	0,0472	0,0452	0,0486	0,0512	0,0534	0,0500
10	0,0497	0,0532	0,0522	0,0478	0,0459	0,0444	0,0481	0,0486	0,0494	0,0488
15	0,0484	0,0524	0,0519	0,0453	0,0455	0,0436	0,0479	0,0475	0,0485	0,0456
20	0,0465	0,0519	0,0511	0,0436	0,0445	0,0432	0,0465	0,0464	0,043	0,0453
30	0,0464	0,0504	0,0497	0,0433	0,0435	0,0424	0,0458	0,0448	0,0448	0,0437
40	0,0432	0,0488	0,0485	0,0428	0,0428	0,0419	0,0446	0,0441	0,0444	0,0435
50	0,0419	0,0470	0,0460	0,0422	0,0422	0,0418	0,0439	0,0427	0,0433	0,0427
60	0,0407	0,0446	0,0430	0,0412	0,0412	0,0416	0,0420	0,0419	0,0425	0,0417
70	0,0393	0,0419	0,0412	0,0398	0,0398	0,0400	0,0411	0,0413	0,0398	0,0405
80	0,0386	0,0411	0,0488	0,0324	0,0322	0,0395	0,0382	0,0396	0,0374	0,0385
90	0,0374	0,0407	0,0476	0,0319	0,0309	0,0384	0,0377	0,0384	0,0365	0,0377

Таблиця 7.9 – Параметри для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі α_1

Параметри	Значення параметрів при температурі пари, °C							
	60	80	100	120	140	160	180	200
b	1910	2070	2200	2300	2370	2400	2420	2410
r'	567	553	540	531	513	500	448	440

Таблиця 7.10 – Масове напруження парового простору

Температура кипіння рідкого продукту, °C	80	75	70	65	60	55
Масове напруження парового простору A_m , кг/м³	0,123	0,107	0,088	0,072	0,058	0,046

Таблиця 7.11 – Труби сталеві водогазопровідні (витяг з ГОСТ 3262-75)

Умовний прохід	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки труб, мм		
		легких	звичайних	посилених
6	10.2	1.8	2.0	2.5

8	13.5	2.0	2.2	2.8
10	17.0	2.0	2.2	2.8
15	21.3	2.5	2.8	3.2
20	26.8	2.5	2.8	3.2
25	33.5	2.8	3.2	4.0
32	42.3	2.8	3.2	4.0
40	48.0	3.0	3.5	4.0
50	60.0	3.0	3.5	4.5
65	75.5	3.2	4.0	4.5
80	88.5	3.5	4.0	4.5
90	101.3	3.5	4.0	4.5
100	114.0	4.0	4.5	5.0
125	140.0	4.0	4.5	5.5
150	165.0	4.0	4.5	5.5

Таблиця 7.12 – Труби сталеві гарячекатані безшовні загального призначення (витяг з ГОСТ 3262-75)

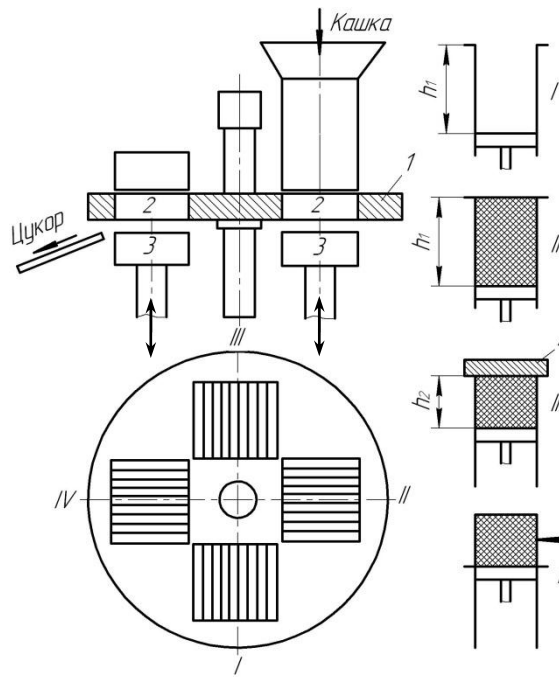
Зовнішній діаметр, мм	Ряд товщини стінки, мм
165	5; 5,5; 6; (6,5); 7; (7,5); 8; 8,5; 9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17...
175	
180	
194	
203	6; (6,5); 7; (7,5); 8; 8,5; 9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19)...
219	
245	(6,5); 7; (7,5); 8; 8,5; 9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20...
273	
299	(7,5); 8; 8,5; 9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20; 22; 24...
325	
351	
377	9; (9,5); 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20; 22; 24; 25; (26); 28...
402	
426	
465	10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; 17; 18; (19); 20; 22; 24; 25; (26); 28; 32; 34...
480	
500	

Таблиця 7.13 – Фізичні властивості теплоізоляційних матеріалів

Найменування матеріалу	Щільність ρ , кг/м ³	Теплопровідність λ , Вт/(м·град)	Гранична температура застосування
Теплоізоляційні матеріали			
Асбозурит Д	650	0,186	900
Асбозурит ДИ	450	0,093	600
Асбозурит Т	850	0,230	900
Вата скляна	130	0,051	450

Повість утеплена	90	0,052	90
Мінеральна вата	200	0,058	600
Поліхлорвініл	100	0,058	70
Піноскло	300	0,082	300
Совеліт	500	0,098	450
Шлак котельний	850	0,240	50
Поверхневі покриття			
Фарба масляна	880	0,233	100
Емаль гліфталева	2350	0,772...1,163	150

7.5 Розрахунок преса для цукру-рафінаду



Визначити тиск на пуансон, силу тертя, вихідну висоту стовпа кашки, переміщення пуансона при пресуванні цукру-рафінаду, а також визначити продуктивність дискового преса.

Вихідні дані для розрахунку: маса брикету m , г; геометричні розміри брикету: довжина l , мм, ширина b , мм, висота h , мм. Вологість брикету ω , %, температура кашки t , °C, продуктивність (кількість брикетів на годину) n .

Рисунок 7.4 – Схема дискового преса
1 - стіл; 2 - матриця; 3 – пуансон.

Маса твердої фази цукрової кашки, г:

$$m_{m.ф} = m \left(1 - H_o \frac{\omega}{100} \right), \quad (7.112)$$

де m - маса повністю висушеного брикету, г;

H_o - коефіцієнт розчинення сахарози, г/г води (таблиця 7.14);

ω - вологість кашки або тільки що стисненого брикету, %.

Таблиця 7.14 – Вплив температури на розчинність сахарози

t , °C	Сахароза		t , °C	Сахароза		t , °C	Сахароза		t , °C	Сахароза	
	г/г води	% до маси розчину		г/г води	% до маси розчину		г/г води	% до маси розчину		г/г води	% до маси розчину
5	1,87	65,16	30	2,17	68,50	55	2,75	73,37	80	3,70	78,74
10	1,91	65,65	35	2,27	69,39	60	2,91	74,43	85	3,95	79,80
15	1,96	66,24	40	2,37	70,33	65	3,08	75,51	90	4,22	80,85
20	2,02	66,92	45	2,49	71,31	70	3,27	75,59	95	4,51	81,87
25	2,09	67,68	50	2,61	72,33	75	3,48	77,66	100	4,84	82,87

Площа поперечного перерізу брикету, мм²:

$$S = l \cdot b, \quad (7.113)$$

де l і b - довжина і ширина брикету цукру, мм.

Середньо інтегральне по висоті значення коефіцієнта стиснення для кінцевого моменту процесу стиснення:

$$\beta_{cp} = \frac{\gamma_{np} \cdot S}{m_{m.ф}} \cdot h, \quad (7.114)$$

де γ_{np} - щільність без пористого матеріалу брикету, що пресується;

h - висота брикету цукру, мм.

Щільність кристалу сахарози приймається $\gamma_{np} = 1,588 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3$;

Коефіцієнт форми брикету:

$$M = \frac{2h \cdot (l + b)}{S} \quad (7.115)$$

Коефіцієнти стиснення в крайніх шарах брикету для кінцевого моменту пресування визначаються як:

$$\beta_b = \sqrt{\beta_{cp}^2 - 0,5k \cdot M} \quad (7.116)$$

$$\beta_n = \sqrt{\beta_{cp}^2 + 0,5k \cdot M} \quad (7.117)$$

де k - постійний експериментальний коефіцієнт, $k = 0,15$.

Тиск на пуансон і на опорну плиту та граничний тиск, потрібний для отримання брикету без пор пов'язані залежностями:

$$\lg p_b = \lg p_{cp} - \psi(\beta_b - 1) \quad (7.118)$$

$$\lg p_n = \lg p_{cp} - \psi(\beta_n - 1) \quad (7.119)$$

де p_{cp} - граничний тиск для отримання брикету без пор;

ψ - модуль пресування.

Рекомендуються значення $\lg p_{cp} = 1,5$ і $\psi = 1,22$.

Вирішивши рівняння (7.118) і (7.119) відносно p_b і p_n отримаємо розрахункові формули для їх визначення, МПа:

$$p_b = \text{anti } \lg p_b = 10^{\lg p_b} \quad (7.120)$$

$$p_n = \text{anti } \lg p_n = 10^{\lg p_n} \quad (7.121)$$

Зусилля потрібне для дії на пуансон, Н;

$$F_b = p_b \cdot S \quad (7.122)$$

Зусилля, що діє на опорну плиту, Н;

$$F_n = p_n \cdot S \quad (7.123)$$

Сила тертя брикету об стінки матриці, Н:

$$F_{mp} = F_b - F_n \quad (7.124)$$

Вихідна висота стовпчика кашки, необхідна для отримання брикету заданої маси (глибина наповнення матриці), мм:

$$h_0 = \frac{m_{m.\phi}}{\gamma_{ок} \cdot S}, \quad (7.125)$$

де $\gamma_{ок}$ - вихідна щільність твердої фази кашки.

Рекомендується $\gamma_{ок} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3$.

Переміщення пуансона, мм:

$$\Delta h = h_0 - h \quad (7.126)$$

Продуктивність преса, т/год.

$$Q = m \cdot n \cdot 10^{-6} \quad (7.127)$$

m - маса одного брикету, г.

РОЗДІЛ 8

Інженерні розрахунки конструктивних елементів обладнання

8.1 Розрахунок оптимальних розмірів посудин та плоского днища на міцність

Для зниження собівартості корпусів апаратів і посудин бажано надавати їм таких пропорцій при яких витрати листового матеріалу для їх виготовлення були б мінімальними.

Розрахунок оптимальних розмірів циліндричних посудин

Оптимальні розміри циліндричної посудини з плоскими днищем і кришкою визначаються за виразами:

- оптимальний внутрішній діаметр D_o , м:

$$D_o = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \delta}{\pi(\delta_\delta + \delta_k)}}, \quad (8.1)$$

де V - об'єм посудини, м^3 (стандартні об'єми наведені у таблиці 8.1);

δ - товщина стінки циліндричної обичайки, м;

δ_δ, δ_k - товщина, відповідно днища і кришки, м.

- оптимальна висота циліндра H_o , м:

$$H_o = \sqrt[3]{\frac{V \cdot (\delta_\delta + \delta_k)^2}{\pi \cdot \delta^2}} \quad (8.2)$$

Визначений діаметр D_o зв'язують з стандартним рядом діаметрів циліндричних обичайок (таблиця 8.2) і вибирають внутрішній діаметр обичайки D_ϕ .

Уточнюється висота обичайки:

$$H = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_\phi^2}. \quad (8.3)$$

Одержане значення висоти посудини округлюється до числа з нормального ряду чисел і перераховується об'єм посудини за формулою:

$$V_\phi = 0,25 \cdot \pi \cdot D_\phi^2 \cdot H. \quad (8.4)$$

Визначений фактичний об'єм порівнюється з стандартним рядом (таблиця 8.1) і якщо розбіжність не перевищує 5%, то розраховані розміри залишають без змін.

Знаходять довжину розгортки обичайки по серединній площині:

$$L = \pi \cdot (D_\phi + \delta) \quad (8.5)$$

За розмірами $L \times H$ приймається для заготовки обичайки корпуса лист сталі розміром $L_\lambda \times B_\lambda$ з таблиці 8.3. Для виготовлення днища і кришки за розміром D_ϕ також вибираються листи сталі з таблиці 8.3.

Визначається об'єм металу потрібний для виготовлення обичайки, днища і кришки:

$$V_m = (L \cdot H) \cdot \delta + 0,25\pi \cdot D_o^2 \cdot (\delta_o + \delta_k). \quad (8.6)$$

Кількість відходів при виготовленні циліндричної посудини заданого об'єму з листового матеріалу може бути визначено за формулою:

$$V_{відх} = (L_n \cdot B_n - L \cdot H) \cdot \delta + (L'_n \cdot B'_n - 0,25\pi \cdot D_o^2) (\delta_o + \delta_k) \quad (8.7)$$

де L_n і B_n - довжина і ширина листа заготовки для обичайки, м;

L'_n і B'_n - довжина листів заготовки для днища і кришки, м;

Маса корпусу і відходів буде дорівнювати:

$$M_k = V_m \cdot \rho_m \quad M_{відх} = V_{відх} \cdot \rho_m, \quad (8.8)$$

де ρ_m - щільність матеріалу, кг/м³

Якщо циліндрична посудина з плоским днищем буде відкритою, (без кришки) то оптимальний діаметр і висоту визначають за формулами:

$$D_o = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \delta}{\pi \cdot \delta_o}}; \quad H_o = \sqrt[3]{\frac{V \cdot \delta_o^2}{\pi \cdot \delta^2}}. \quad (8.9)$$

Розрахунок оптимальних розмірів прямокутних посудин

При розрахунку оптимальних розмірів прямокутних посудин за параметр, що визначає мінімальну витрату металу, приймається поверхня посудини.

Ребра прямокутної посудини позначаються через X , Y , Z . Відношення висоти посудини до її ширини Z/Y позначимо через k_1 .

З урахуванням прийнятих вище допущень, площа поверхні S закритої посудини внутрішнім об'ємом V буде дорівнювати:

$$S = 2 \cdot \left(\frac{k_1 + 1}{k_1} \cdot \frac{V}{Y} + k_1 \cdot Y^2 \right) \quad (8.10)$$

Мінімальну поверхню має кубічна посудина. Однак на практиці доводиться застосовувати прямокутні посудини, що відрізняються від куба. Вони будуть характеризуватися різними значеннями k_1 , якими задаються.

Вирішуючи рівняння (8.10) на мінімум і використовуючи прийняте значення k_1 , а також вирази для визначення об'єму посудини як добуток довжини його ребер, одержимо наступні розрахункові формули для визначення оптимальних параметрів:

$$\begin{aligned} Y_o &= \sqrt[3]{\frac{V(k_1 + 1)}{2 \cdot k_1^2}}; & X_o &= \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V \cdot k_1}{(k_1 + 1)^2}}; \\ Z_o &= \sqrt[3]{0,5(k_1 + 1) \cdot k_1 \cdot V}; & S_{min} &= 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (k_1 + 1)^2 \cdot V^2}{k_1}} \end{aligned} \quad 8.11$$

Крім наведених точних формул, для визначення оптимальних розмірів закритих посудин можна використовувати наступні наближені залежності (індекс „н” – наближене значення):

$$X_n = \sqrt[3]{V}; \quad Y_n = X_n \cdot k_1^{-0,5}; \quad Z_n = X_n \cdot k_1^{0,5} \quad (8.12)$$

Відкрита прямокутна посудина буде характеризуватися наступними оптимальними розмірами і мінімальною поверхнею:

$$\begin{aligned}
 X_o &= 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V \cdot k_1}{(2k_1 + 1)^2}}; & Y_o &= \sqrt[3]{\frac{V(2k_1 + 1)}{4 \cdot k_1^2}} \\
 Z_o &= \sqrt[3]{0,25(2k_1 + 1) \cdot k_1 \cdot V} & S_{min} &= 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot (2k_1 + 1)^2 \cdot V^2}{k_1}}.
 \end{aligned}
 \tag{8.13}$$

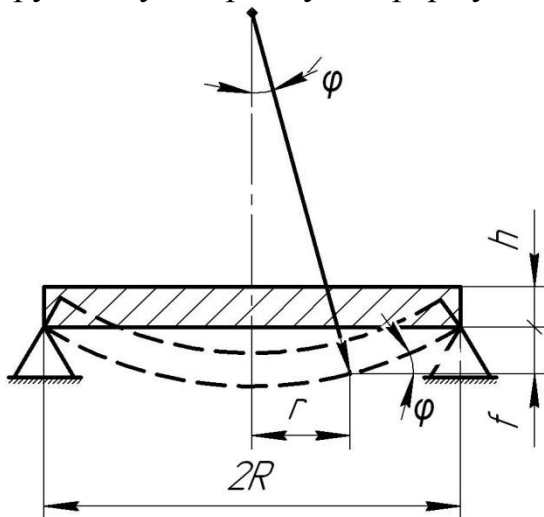
Отримані значення лінійних розмірів посудини округляються до найближчого з урахуванням ряду нормальних розмірів.

Розрахунок днища на міцність

Приймають, що навантаження на днище розподіляється рівномірно.

При деформації пластинки товщиною h і діаметром $2R$ під дією деякого зовнішнього навантаження F кільцевий перетин, розташований на поточному значенні радіуса r від центра пластинки, повертається на кут до осі симетрії, і прогинається на величину f (рисунок 8.1).

При цьому на кожний елемент пластинки діють: по торцевих гранях питомі радіальні моменти рівномірно розподілені по всій довжині грані в окружному напрямку і перерізуючі сили; по бічних гранях – питомі кільцеві моменти, рівномірно розподілені по всій довжині грані в радіальному напрямку.



Окремі перерізуючі сили, звичайно знаходять із умови рівноваги центральної частини пластинки, вирізаної циліндричним перерізом, співвісним з віссю симетрії пластинки і розташованим від неї на поточному значенні радіуса.

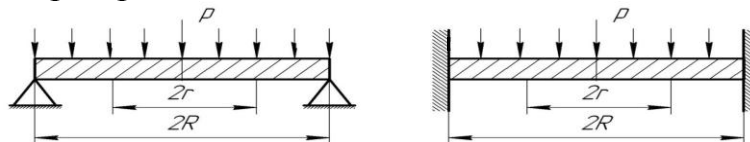
Рисунок 8.1 – Деформація круглої пластинки

Для пластинок, навантажених рівномірно розподіленим по всій площі тиском p (рисунок 8.2), питомі перерізуючі зусилля дорівнюють:

$$F_Q = 0,5 p \cdot r, \tag{8.14}$$

де r - поточне значення радіуса, м;

p - рівномірно розподілений тиск, Па.



а) - з шарнірним закріпленням;

б) - з жорстким закріпленням

Рисунок 8.2 – Схеми навантаження пластинок:

Для пластинок з рівномірно розподіленим навантаженням розрахункові параметри визначають спочатку в центрі пластинки (де вони найбільші), а потім на зовнішньому їх контурі.

В центрі пластинки будемо мати:

- при шарнірному закріпленні пластинки по зовнішньому контуру:

$$\begin{aligned}\varphi_o &= 0; & M_{ro} &= M_{to} = 6,25 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^2 (3 + \mu); \\ f_o &= \frac{1,56 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^4 \cdot (5 + \mu)}{D \cdot (1 + \mu)},\end{aligned}\quad 8.16$$

де φ_o - кут повороту;

f_o - величина прогину (прогин днища);

μ - коефіцієнт Пуассона;

D - жорсткість пластинки.

- при жорсткому закріпленні пластинки по зовнішньому контуру:

$$\begin{aligned}\varphi_o &= 0; & M_{ro} &= M_{to} = 6,25 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^2 (3 + \mu); \\ f_o &= 1,56 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^4 / D.\end{aligned}\quad 8.15$$

На контурі пластинки будемо мати:

- при шарнірному її закріпленні по зовнішньому контуру:

$$\begin{aligned}\varphi_R &= \frac{12,5 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^3}{D(1 + \mu)}; & M_{tR} &= 12,5 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^2 (1 - \mu); \\ M_{rR} &= 0; & f &= 0.\end{aligned}\quad 8.17$$

- при жорсткому її закріпленні по зовнішньому контуру:

$$\begin{aligned}\varphi_R &= 0; & M_{rR} &= -12,5 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^2; \\ M_{tR} &= -12,5 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^2 \cdot \mu; & f_R &= 0.\end{aligned}\quad 8.18$$

Знак мінус вказує на те, що у внутрішній частині пластинки в цьому випадку виникають напруження стиску.

Максимальний кут повороту нормального перетину пластинки, жорстко закріпленої по зовнішньому контуру, буде дорівнювати:

$$\varphi_{max} = \frac{2,41 \cdot 10^{-2} \cdot p \cdot R^3}{D} \quad (8.19)$$

де R - радіус пластинки, м;

p - тиск, що діє на пластинку, Па.

Жорсткість пластинки визначається за формулою:

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu)}, \quad (8.20)$$

де E - модуль пружності першого роду матеріалу пластинки, Па;

h - товщина днища, м.

Напруження відповідно в радіальних і окружних перерізах на відстані $\pm h/2$ від серединної площини, де вони досягають своїх максимальних значень:

$$\sigma_r = \pm 6M_r/h^2; \quad \sigma_t = \pm 6M_t/h^2, \quad (8.21)$$

де σ_r - напруження у радіальному перерізі, МПа;

σ_t - напруження в окружному (кільцевому) перерізі, МПа;

M_r - питомі радіальні моменти, МПа;

M_t - питомі кільцеві моменти, МПа.

Знак (+) указує на розтяг зовнішніх шарів, (–) на стиск внутрішніх.

Відношення прогину пластинки до її товщини має задовольняти умові:

$$f_o/h = (0,2...0,5). \quad (8.22)$$

Стандартами обумовлена формула для розрахунку товщини плоскої круглої пластинки (без отворів), виконаної з листового матеріалу, і яка знаходиться під дією рівномірно розподіленого по всій її площі тиску.

Таку пластинку рекомендують розраховувати за формулою:

$$h = 2 \cdot R \cdot K \sqrt{\frac{p}{\beta \cdot [\sigma]}} + C, \quad (8.23)$$

де **R** - розрахунковий радіус пластинки, м;

p - максимальний робочий тиск середовища, МПа;

K - коефіцієнт, що залежить від способу кріплення, **K** = 0,38...0,50;

β - коефіцієнт міцності зварного шва (від 0,65 до 1,0);

C - збільшення на корозію (від 1 до 5 мм і більше);

[σ] - допустимі напруження, МПа.

Для днища вибирається сталевий лист згідно з сортаментом.

Таблиця 8.1 Стандартизовані об'єми (м³) посудин і апаратів

0.010	0.10	1.0	10	100
0.016	0.125	1.25	12.5	125
0.025	0.16	1.6	16	160
0.040	0.20	2.0	20	200
0.063	0.25	2.5	25	—
—	0.32	3.2	32	—
—	0.40	4.0	40	—
—	0.50	5.0	50	—
—	0.63	6.3	63	—
—	0.80	8.0	80	—

Таблиця 8.2 Внутрішні діаметри (мм) циліндричних обичайок

200	250	300	350	400	(450)	500	(550)	600
(650)	700	(750)	800	(850)	900	(950)	1000	1100
1200	(1300)	1400	1500	1600	(1700)	1800	(1900)	2000
2200	1400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800
4000	4500	5000	5500	6000	6400	7000	8000	9000
10000	11000	12000	14000	16000	18000	20000	—	—

Таблиця 8.3 Розміри сталевих гарячекатаних листів, мм

Товщина листів, мм	Мінімальна і максимальна довжина листів при ширині			
	700 мм	1000 мм	1500 мм	1800 мм
3...5	2600...6000	2600...6000	2600...6000	2600...6000
6...7	2000...7000	2000...7000	2000...7000	3000...12000
8...10	2000...8000	2000...8000	2000...8000	3000...12000
11...12		2000...6000	2000...6000	3000...12000
13...25		2500...6500	2500...6500	3000...10000

Примітка. Передбачаються також інші розміри листів при товщині понад 25 мм, при довжині і ширині понад 1800 мм.

Товщину листів у зазначених у таблиці межах брати з ряду: 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; 4,0; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 25.

Таблиця 8.4 Границі міцності при розтягу тонколистової та гарячекатаної товстолістової сталі

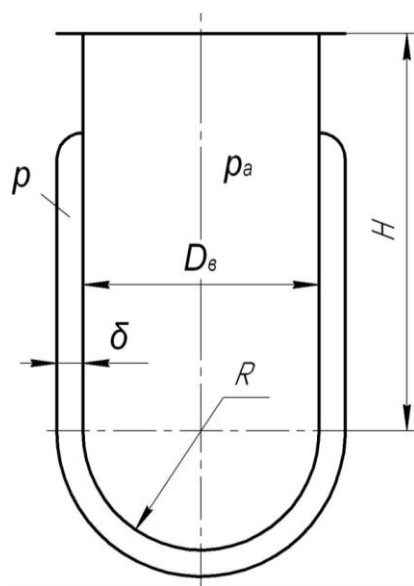
Марка сталі	Границя міцності, σ_s , МПа	Марка сталі	Границя міцності, σ_s , МПа
0,8	275...370	20	340...490
10КП	275...410	25	390...540
10	340	30	440...590
15КП	315...440	35	490...635
15	315...440	40	540...685

Таблиця 8.5 Значення модуля поздовжньої пружності і коефіцієнта Пуассона (при температурі +20°C)

Найменування матеріалу	Модуль пружності E , МПа	Коефіцієнт Пуассона μ
Сталь вуглецева	$(2...2,1) \cdot 10^5$	0,24...0,28
Сталь легована	$2,1 \cdot 10^5$	0,25...0,30

8.2 Розрахунок корпусів тепломасообмінних апаратів

При розрахунку задані: внутрішній діаметр обичайки апарата D_s , м; висота циліндричної обичайки апарата H , м; надлишковий тиск пари в сорочці p , МПа; температура пари в сорочці t , °C; матеріал обичайки і матеріал парової сорочки; надлишковий тиск у апараті p_a , МПа; температура продукту t_n , °C; товщина парової сорочки b , м.



Гідростатичний тиск рідини в апараті не враховують.

Рисунок 8.3 – Розрахункова схема

Розрахунок парової сорочки

Обичайка парової сорочки розраховується як тонкостінна оболонка, яка працює під внутрішнім надлишковим тиском.

Розрахункову температуру t_p приймають рівною температурі гріючої пари.

Допустимі напруження матеріалу парової сорочки:

- у робочому стані $[\sigma]$, МПа:

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^*, \quad (8.24)$$

де η - коефіцієнт, що враховує вид заготовки, для прокату $\eta = 1$;

σ^* - допустимі напруження при робочій температурі (таблиця

8.6).

- при гідравлічному випробуванні $[\sigma]_{en}$, МПа:

$$[\sigma]_{en} = \sigma_{m20} / 1,1 \quad (8.25)$$

де σ_{m20} - границя текучості сталі при 20° С.

Розрахунковий тиск p_p , МПа, приймається рівним надлишковому тиску пари в сорочці p , МПа.

Якщо розрахунковий тиск $p_p < 0,5$ МПа, то визначається пробний тиск при гідравлічному випробуванні p_{en} , МПа:

$$p_{en} = 1,5 p_p \cdot [\sigma]_{20} / [\sigma], \quad (8.26)$$

де $[\sigma]_{20}$ - допустимі напруження матеріалу при 20 °С.

Якщо розраховане значення p_{en} буде меншим за 0,2 МПа, потрібно прийняти $p_{en} = 0,2$ МПа.

Внутрішній діаметр обичайки парової сорочки, м:

$$D_c = D_s + 2b \quad (8.27)$$

Розрахункова товщина обичайки парової сорочки, м знаходиться для умов робочого тиску і для умов випробувального тиску:

$$\delta_c^p = \frac{p_p \cdot D_c}{2\beta \cdot [\sigma] - p_p}; \quad (8.28)$$

$$\delta_c^{en} = \frac{p_{en} \cdot D_c}{2\beta \cdot [\sigma]_{en} - p_{en}},$$

де β - коефіцієнт міцності зварного шва (приймаємо $\beta = 0,95$).

З одержаних за формулами (8.28) двох значень вибирається більше і приймається як δ_c , м.

Остаточна товщина стінки парової сорочки, м:

$$\delta = \delta_c + C \quad (8.29)$$

де C - конструктивне збільшення на корозію, м.

При розрахунках можна прийняти $C = 0,001...0,003$ м, а потім округлити одержану товщину стінки до найближчої більшої стандартної величини з ряду сортаменту листового прокату, мм: 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; 4,0; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25.

Перевірка правильності вибору товщини стінки за формулою:

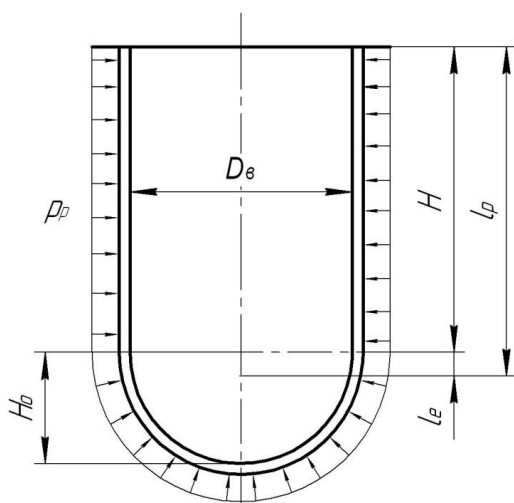
$$\delta - C / D_c \leq 0,1 \quad (8.30)$$

Якщо умова не виконується, потрібно зменшити товщину стінки.

Розрахунок стінки циліндричної обичайки

Стінка обичайки знаходиться під дією зовнішнього надлишкового тиску.

При визначенні розрахункової довжини обичайки l_p довжина перехідного



елемента корпусу l_e , м визначається за наступною формулою для опуклих днищ:

$$l_e = H_o / 3 \quad (8.31)$$

де H_o - внутрішня висота опуклої частини днища.

Для сферичного днища:

$$H_o = R = D_{\hat{a}} / 2 \quad (8.32)$$

Рисунок 8.4 – Розрахункова схема апарата

Тоді розрахункова довжина обичайки складе:

$$l_p = H + l_e \quad (8.33)$$

Значення розрахункової температури t_p , °С приймається рівним температурі гріючої пари t ; розрахунковий зовнішній тиск p_{zp} , МПа рівним тиску пари в паровій сорочці p .

Визначається модуль пружності для сталі – матеріалу обичайки при температурі 20° і при робочій температурі, МПа.

Допустимі напруження для матеріалу обичайки, МПа у робочому стані та при гідравлічному випробуванні визначаються за формулами (8.24) і (8.25).

Коефіцієнт запасу стійкості приймається згідно з нормативами:

- для робочих умов $n_{cp} = 2,4$;
- при випробуванні $n_{cv} = 1,8$;

Розрахункові коефіцієнти K_1 і K_3 визначаються за формулами:

$$K_1 = \frac{n_{cp} \cdot p_{zp}}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} \quad (8.34)$$

$$K_3 = l_p / D_e \quad (8.35)$$

Коефіцієнт K_2 знаходиться по номограмі (рисунок 8.6).

На рисунку 8.5 показні приклади використання даної номограми:

1 - визначення розрахункової товщини стінки;

2 - визначення допустимого зовнішнього тиску;

3 - визначення допустимої робочої довжини;

- - початок визначення;
- - проміжний результат;
- × - кінцевий результат

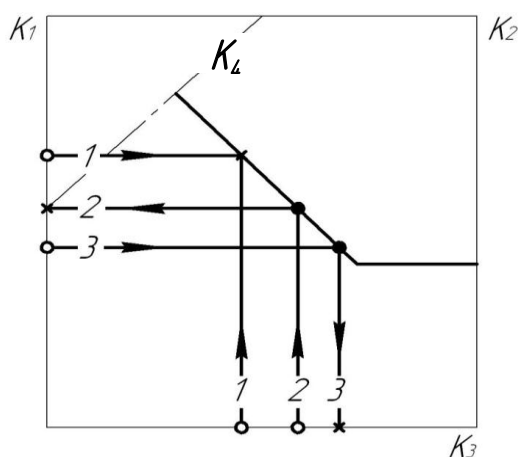
Рисунок 8.5 – Алгоритм користування номограмою

Розрахункова товщина обичайки корпусу у першому наближенні, м:

$$\delta_p = K_2 \cdot D_e \cdot 10^{-2};$$

$$\delta_p = \frac{1,1 p_p \cdot D_e}{2[\sigma]}.$$

З двох значень δ_p , вчислених за обома формулами (8.36) вибирається більше і за формулою (8.29) знаходиться остаточне значення товщини корпусу.



Критична довжина обичайки $l_{кр}$, визначається за формулою, м

$$l_{кр} = 8,15 \cdot D \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (\delta - C)}} \quad (8.37)$$

Порівнянням значень $l_{кр}$ і l_p визначається до якого типу відноситься обичайка:

- якщо $l_{кр} < l_p$, то обичайка відноситься до довгих;
- якщо $l_{кр} > l_p$, то обичайка є короткою.

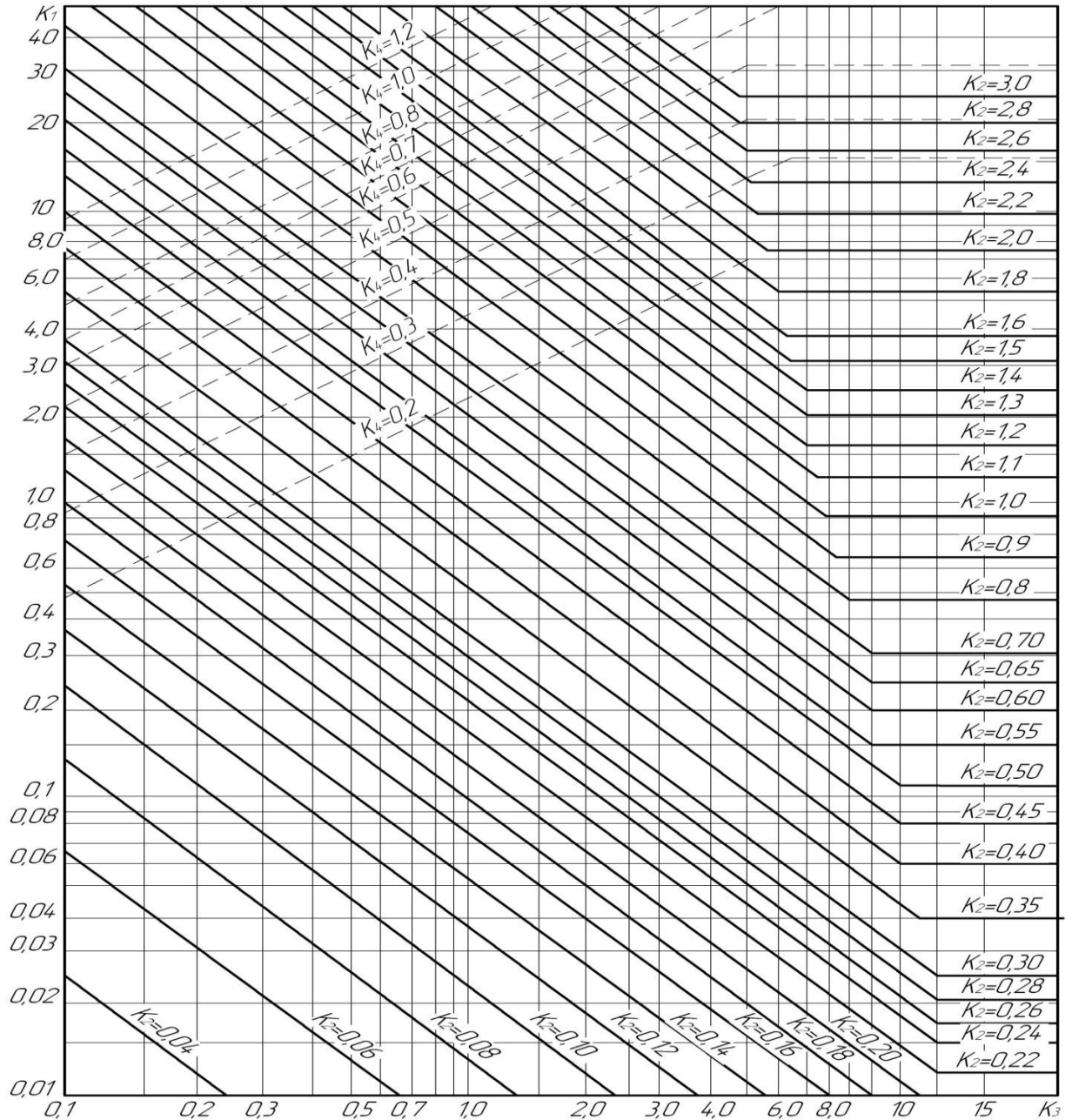


Рисунок 8.6 – Номограма для розрахунку на стійкість у границях пружності обичайок, що працюють під зовнішнім тиском

Визначається допустимий зовнішній тиск з умови міцності, МПа:

- для робочих умов:

$$[p]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](\delta - C)}{D + \delta - C}, \quad (8.38)$$

- при випробуванні:

$$[p]_{\sigma_{\text{вн}}} = \frac{2[\sigma]_{\text{вн}}(\delta - C)}{D + \delta - C}. \quad (8.39)$$

Розрахунковий коефіцієнт:

$$B_1 = 9,45 \frac{D_{\epsilon}}{l_p} \sqrt{\frac{D_{\epsilon}}{100(\delta - C)}} \leq 1 \quad (8.40)$$

Вичислений за формулою (8.40) коефіцієнт, якщо він більший за одиницю прийняти $B_1 = 1$, якщо ж $B_1 < 1$, то прийняти його дійсне значення.

Допустимий тиск з умови стійкості в границях пружності:

- в робочих умовах:

$$[p]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_{cp} \cdot B_1} \cdot \frac{D_{\epsilon}}{l_p} \left[\frac{100 \cdot (\delta - C)}{D_{\epsilon}} \right]^2 \sqrt{\frac{100(\delta - C)}{D_{\epsilon}}} \quad (8.41)$$

- при випробуваннях:

$$[p]_{E_{\text{вн}}} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot E_{20}}{n_{ce} \cdot B_1} \cdot \frac{D_{\epsilon}}{l_p} \left[\frac{100 \cdot (\delta - C)}{D_{\epsilon}} \right]^2 \sqrt{\frac{100(\delta - C)}{D_{\epsilon}}} \quad (8.41a)$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості:

- в робочих умовах:

$$[p] = \frac{[p]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([p]_{\sigma} / [p]_E)^2}} \quad (8.42)$$

- при випробуваннях:

$$[p]_{\text{вн}} = \frac{[p]_{\sigma_{\text{вн}}}}{\sqrt{1 + ([p]_{\sigma_{\text{вн}}} / [p]_{E_{\text{вн}}})^2}} \quad (8.42a)$$

Тиск при гідравлічному випробуванні:

$$p_{ze} = \frac{1,5 p_p [\sigma]_{20}}{[\sigma]} \quad (8.43)$$

Перевірка умови стійкості обичайки:

- в робочих умовах:

$$p_p \leq [p];$$

- при випробуваннях:

$$p_{\text{вн}} \leq [p]_{\text{вн}}$$

Товщина стінки сферичної оболонки днища сорочки:

$$\delta_{cf} = \frac{p \cdot D_c}{4\beta \cdot [\sigma] - p} + C \quad (8.44)$$

Визначена товщина стінки днища звичайно приймається рівній товщині стінки сорочки

Для посудин оснащених днищами іншої форми формула (8.44) буде мати деякі особливості:

- для конічних оболонок:

$$\delta_{кон} = \frac{p \cdot D_c}{(2\beta \cdot [\sigma] - p) \cos \alpha} + C,$$

де α - кут конуса.

- для еліптичного днища:

$$\delta_{ел} = \frac{p \cdot D_c}{2\beta \cdot [\sigma] - 0,5p} + C$$

- для плоского днища та кришки

$$\delta_{пл} = K \cdot K_o \cdot D_c \sqrt{\frac{p}{\beta[\sigma]}} + C,$$

де K - коефіцієнт, що враховує тип закріплення днища (0,38...0,53);

K_o - коефіцієнт ослаблення.

Визначені значення округлюються до стандартної товщини металевих листа з відповідного сортаменту.

Довідкові дані до розрахунку

Таблиця 8.6 – Нормативні допустимі напруження σ^* (МПа) сталей

Марка сталі	Допустимі напруження, МПа при температурі, °С							
	20	100	150	200	250	300	350	375
ВСтЗпс ВСтЗГпс	140	134	131	126	120	108	98	93
10	130	125	119	118	112	100	88	82
20, 20К	147	142	136	132	122	119	106	98
09Г2С, 16ГС	170	160	154	148	145	134	123	116
12ХМ, 12МХ	147	147	147	145	145	134	123	116
15ХМ	155	155	155	162	152	147	142	140
15Х5М	146	141	138	134	127	120	114	110
12Х18Н10Т	160	152	146	140	136	130	126	124
12Х18Н12Т								
10Х17Н13М2Т								
10Х17Н13М3Т								
08Х18Н10Т	140	130	120	115	110	100	91	89
08Х18Н12Т								
08Х17Н13М2Т	133	130	120	115	110	100	91	89
08Х17Н15М3Т								

Таблиця 8.7 – Мінімальні значення границі текучості σ_m , МПа

Марка сталі	Границя текучості, МПа при температурі, °С							
	20	100	150	200	250	300	350	375
ВСт3пс ВСт3Гпс	210	201	197	189	180	162	147	140
10	195	188	183	177	168	150	132	123
20, 20К	220	213	209	204	198	179	159	147
09Г2С, 16ГС	280	240	231	222	218	201	185	174
12ХМ, 12МХ	240	235	226	218	218	212	206	202
15ХМ								
15Х5М	220	210	207	201	190	180	171	164
12Х18Н10Т	240	228	219	210	204	195	190	186
12Х18Н12Т								
10Х17Н13М2Т								
10Х17Н13М3Т								
08Х18Н10Т	210	195	180	173	165	150	137	133
08Х18Н12Т								
08Х17Н13М2Т	200							
08Х17Н15М3Т								

8.3 Розрахунок фланцевих з'єднань апаратів і посудин

Розрахунок фланцевого з'єднання полягає у визначенні геометричних розмірів його основних елементів і в задоволенні умовам герметичності та міцності. В якості вихідних даних задані: внутрішній діаметр апарата D мм; товщина стінки обичайки S мм; внутрішній тиск в апараті p_p , МПа; температура робочого середовища t °С; збільшення до розрахункової товщини стінки c , мм; матеріал фланця; матеріал болтів.

При розрахунку приймають: тип фланця; тип ущільнювальних поверхонь; відсутність зовнішнього згинального моменту і осьової сили ($F=0$, $M=0$).

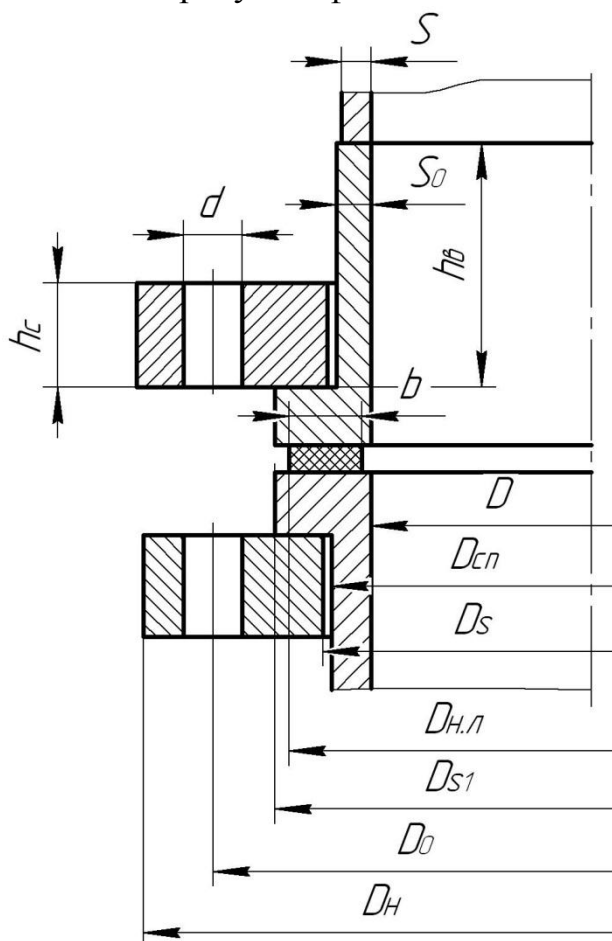
Рисунок 8.7 – До розрахунку з'єднання

Визначення конструктивних розмірів фланця

Товщина S_0 втулки фланця залежно від конструкції визначається:

$$S_0 = (1,0 \dots 1,3) \cdot S$$

(8.45)



де S - товщина стінки обичайки, мм.

Одержане значення округлюється при умові $S_0 - S \leq 5$ мм.

Висота втулки фланця, мм:

$$h_g \geq \sqrt{D \cdot (S_0 - c)} \quad (8.46)$$

де D - внутрішній діаметр апарата або труби, мм;

c - збільшення до розрахункової товщини стінки, мм.

Значення h_g також округлюється в більшу сторону.

Внутрішній діаметр вільного кільця визначається за формулою:

$$D_s \geq D + 2S_0 \quad (8.47)$$

Діаметр стяжних болтів d_b приймається з **таблиці 8.8**

Діаметр розташування стяжних болтів:

$$D_b \geq D_s + 2(d_b + u_1) \quad (8.48)$$

де u_1 - нормативний зазор між гайкою і обичайкою, мм.

Приймається для приварних фланців $u_1 = 6$ мм, вільних $u_1 = 8$ мм.

Зовнішній діаметр фланця:

$$D_{zn} \geq D_b + a, \quad (8.49)$$

де a - конструктивна добавка для розміщення гайок, мм (**таблиця 8.9**)

Зовнішній діаметр бурта, мм

$$D_{s1} \leq D_b - d_b \quad (8.50)$$

Зовнішній діаметр прокладки, мм:

$$D_{z.n} \leq D_{s1} \quad (8.51)$$

Доцільно приймати зовнішній діаметр прокладки меншим на **5...20** мм (в залежності від загальних розмірів з'єднання) ніж діаметр бурта.

Вибирається згідно з рекомендаціями **таблиці 8.10** ширина прокладки b , мм.

Середній діаметр прокладки, мм:

$$D_{c.n} = D_{z.n} - b \quad (8.52)$$

Крок розташування болтів, мм знаходиться за допомогою рекомендацій **таблиці 8.11** і округлюється.

Кількість болтів необхідна для забезпечення герметичності, шт.:

$$n_b \geq \frac{\pi \cdot D_b}{t_b}, \quad (8.53)$$

Визначене значення кількості болтів округлюється до значення кратного двом або чотирьом.

Еквівалентна товщина втулки фланця, мм:

$$S_{екв} = S_0 \left(1 + \frac{h_g (\beta_1 - 1)}{h_g + 0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{D \cdot S_0}} \right) \quad (8.54)$$

де β_1 - коефіцієнт, що визначається по графіку на рисунку 8.8

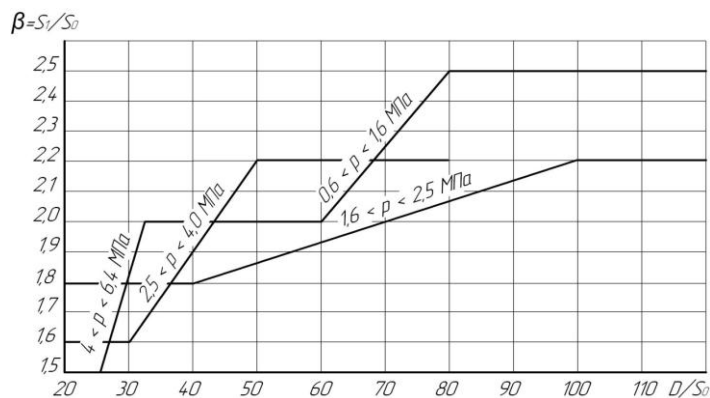
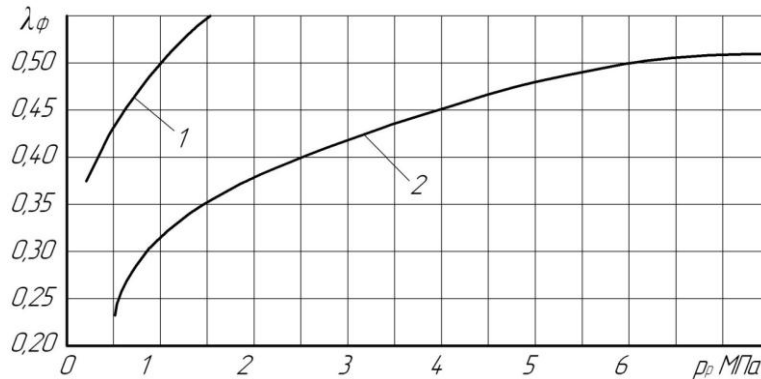


Рисунок 8.8 – Графік для визначення коефіцієнта β_1

Висота (товщина) фланця, мм:

$$h_{\phi} \geq \lambda_{\phi} \sqrt{D \cdot S_{\text{екв}}} \quad (8.55)$$

де λ_{ϕ} - коефіцієнт, який приймається по графіку на рисунку 8.9



1 - плоскі фланці; 2 - приварні фланці.

Рисунок 8.9 – Графік для визначення коефіцієнта λ_{ϕ}

Розрахунок на герметичність з'єднання

Розрахунок зводиться до визначення навантажень при монтажі $F_{\phi 1}$ і навантажень в робочих умовах $F_{\phi 2}$. Розрахункова схема фланцевого з'єднання корпус-кришка показана на рисунку 8.10.

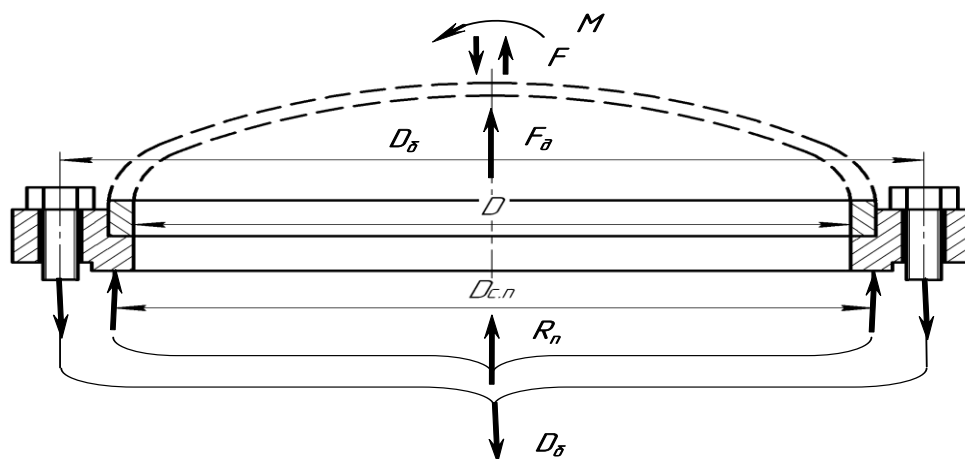


Рисунок 8.10 – Схема дії навантажень на з'єднання в робочих умовах

Рівнодіюча внутрішнього тиску, МН:

$$F_{\partial} = 0,25 \cdot \pi \cdot p_p \cdot D_{c.n}^2, \quad (8.56)$$

де p_p - робочий тиск, МПа;

$D_{c.n}$ - середній діаметр прокладки, м.

Ефективна ширина прокладки визначається:

- при $b \leq 15$ мм приймається $b_0 = b$;

- при $b > 15$ мм $b_0 = 3,8\sqrt{b}$

де b - ширина прокладки.

Реакція прокладки, МН:

$$R_n = \pi \cdot D_{c.n} \cdot b_0 \cdot k_{np} \cdot p_p \quad (8.57)$$

де b_0 - ефективна ширина прокладки, м;

k_{np} - коефіцієнт прокладки (таблиця 8.12).

Болтове навантаження в умовах монтажу до подачі внутрішнього тиску приймається як більше з трьох наведених в (8.58): виразів

$$\begin{aligned} F_{\partial 1} &= k_{жс} (F_{\partial} \pm F) + R_n + 4M / D_{c.n} \\ F_{\partial 1} &= 0,5\pi \cdot D_{c.n} \cdot b_0 \cdot p_{np} \\ F_{\partial 1} &= 0,4[\sigma]_{\partial 20} \cdot n_{\partial} \cdot f_{\partial} \text{ при } p_p < 0,6 \text{ МПа} \end{aligned} \quad (8.58)$$

де $k_{жс}$ - коефіцієнт жорсткості з'єднання

F - зовнішня осьова розтягуюча (+) або стискаюча (–) сила, ($F = 0$);

M - зовнішній згинаючий момент (по завданню $M = 0$);

p_{np} - мінімальний тиск обтиску прокладки (таблиця 8.12);

$[\sigma]_{\partial 20}$ - допустимі напруження матеріалу болта при 20 °С, (табл.8.13);

f_{∂} - площа поперечного перерізу болта (таблиця 8.14).

Болтове навантаження у робочому стані:

$$F_{\partial 2} = F_{\partial 1} + (1 - k_{жс}) F_{\partial} \quad (8.59)$$

Перевірка на міцність болтів за умовами міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_{\partial 1} &= \frac{F_{\partial 1}}{n_{\partial} \cdot f_{\partial}} \leq [\sigma]_{\partial 20} \\ \sigma_{\partial 2} &= \frac{F_{\partial 2}}{n_{\partial} \cdot f_{\partial}} \leq [\sigma]_{\partial} \end{aligned} \quad (8.60)$$

де $[\sigma]_{\partial}$ - допустимі напруження матеріалу болтів при робочій температурі.

Перевірка на міцність неметалевої прокладки за умовою:

$$p = \frac{F_{max}}{\pi \cdot D_{c.n} \cdot b} \leq [p_{np}] \quad (8.61)$$

де F_{max} - максимальне навантаження на прокладку (більше значення між $F_{\partial 1}$ і $F_{\partial 2}$).

$[p_{np}]$ - допустимий тиск на прокладку (таблиця 8.12).

Приведений згинаючий момент, МН·м:

$$M_{31} = 0,5(D_{\delta} - D_s) \cdot F_{\delta 1} \quad (8.62)$$

$$M_{32} = 0,5[(D_{\delta} - D_s) \cdot F_{\delta 2} \cdot ([\sigma]_{20} / [\sigma])]$$

де $[\sigma]_{20}$ і $[\sigma]$ - допустимі напруження матеріалу фланця при температурі 20 °С і робочій температурі.

Розрахунковий згинаючий момент приймається як більше значення, вичислене за формулами (8.62):

$$M_z = \max \{M_{31}; M_{32}\}$$

Безрозмірний параметр ψ_2 :

$$\psi_2 = \frac{K+1}{K-1}, \quad (8.63)$$

де K - відношення діаметрів кільця, $K = D_{3n} / D_s$.

Умова міцності кільця:

$$\sigma_k = \frac{M_z \cdot \psi_2}{D_s \cdot h_{\phi}} \leq [\sigma], \quad (8.64)$$

де $[\sigma]$ - допустимі напруження матеріалу фланця при робочій температурі.

Умова герметичності з'єднання:

$$\theta = \frac{\sigma_k \cdot D_s}{E_k \cdot h_{\phi}} \leq [\theta] \quad (8.65)$$

де $[\theta]$ - допустимий кут повороту кільця фланця, рад

При розрахунку прийняти $[\theta] = 0,026$ рад.

При виконанні умов міцності констатується, що міцність болтів, прокладки і кільця забезпечена, при невиконанні відповідної умови потрібно ввести корективи в розрахунок.

Таблиця 8.8 Рекомендовані діаметри болтів (шпильок) d_{δ} , мм
в залежності від тиску і діаметра апарата

Тиск p_p , МПа	Діаметр апарата							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	>2000
0...0,6	20	20	20	20	20	20	24	24...36
0,6...1,0	20	20	20	20	24...30	24...30	30	30
1,0...1,6	20	20	24...30	24...30	24...30	24...30	30	30
1,6...2,5	20	20	24...30	24...30	24...30	30	30	—
2,5...4,0	30	30	36	36	36	42	42	—
4,0...6,4	30	42	42	48	48	52	52	—
6,4...8,0	30...36	42	48	52...56	52...56	—	—	—
8,0...10	36...42	48	52...56	56...64	56...64	—	—	—

Таблиця 8.9 Допоміжні величини для визначення розмірів фланця

Діаметр болта d_b , мм	Діаметр отвору під болт d , мм	Конструктивна добавка a , мм		Нормативний параметр e , мм	
		для гайок шестигранних звичайних	для гайок зі зменшеним розміром під'єднання	для плоских прокладок	для овальних прокладок
20	23	40	36	30	50
22	25	42	40	32	52
24	27	47	42	34	57
27	30	52	47	37	60
30	33	58	52	40	64
36	40	60	63	48	71
42	46	80	69	55	78
48	52	92	80	61	84
52	58	97	86	65	88
56	60	110	—	—	195
60	66	115	—	—	240
64	70	120	—	—	240

Таблиця 8.10 Розміри прокладок фланцевих з'єднань

Прокладки	Діаметр апарата, D , мм	Ширина прокладки b , мм
Плоскі неметалеві	$D \leq 1000$	12...15
	$1000 < D \leq 2000$	15...25
	$D > 2000$	25
Плоскі металеві	$D \leq 1000$	10...12
	$D > 1000$	12...15
Плоскі в металевій оболонці і зубчасті металеві	$D \leq 1600$	12...18
	$D > 1600$	13...25
Овальні і восьмикутного перерізу для $p \geq 6,4$ МПа	$D \leq 600$	12...13
	$600 < D \leq 800$	16...22
	$800 < D \leq 1000$	18...28
	$1000 < D \leq 1600$	22...42

Таблиця 8.11 Рекомендований крок розташування болтів

Тиск в апараті p , МПа	Крок розташування болтів, мм
до 0,3	$(4,2...5,0) d_b$
0,3...0,6	$(3,8...4,8) d_b$
0,6...1,0	$(3,5...4,2) d_b$
1,0...1,6	$(3,0...3,8) d_b$
1,6...2,5	$(2,7...3,5) d_b$
2,5...4,0	$(2,3...3,0) d_b$
4,0...10	$(2,1...2,8) d_b$

Таблиця 8.12 Характеристика плоских неметалевих прокладок

Матеріал прокладки	k_{np}	Тиск обтиску прокладки, МПа		Модуль пружності E , МПа
		min p_{np}	доп. $[p_{np}]$	
Гума твердістю 0,76...1,2 МПа	0,5	2	18	$3[1+b/(2h_n)]$
Гума твердістю більш 1,2 МПа	1,0	3	20	$4[1+b/(2h_n)]$
Картон азбестовий 3 мм	2,5	20	130	2000
Пароніт товщиною ≥ 1 мм	2,5	20	130	2000
Фторопласт-4 товщиною 1-3 мм	2,5	10	40	2000

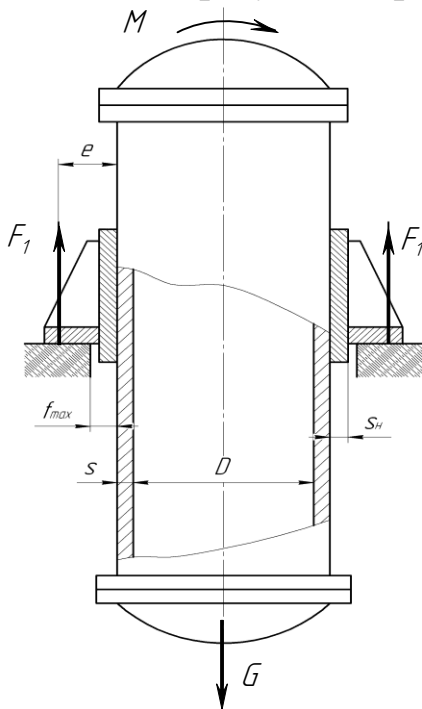
Таблиця 8.13 Нормативні допустимі напруження $[\sigma]$ (МПа) сталей

Марка сталі	Допустимі напруження, МПа при температурі, °С							
	20	100	150	200	250	300	350	375
ВСтЗпс ВСтЗГпс	140	134	131	126	120	108	98	93
10	130	125	119	118	112	100	88	82
20, 20К	147	142	136	132	122	119	106	98
09Г2С, 16ГС	170	160	154	148	145	134	123	116
12ХМ, 12МХ	147	147	147	145	145	134	123	116
15ХМ	155	155	155	162	152	147	142	140
15Х5М	146	141	138	134	127	120	114	110
12Х18Н10Т	160	152	146	140	136	130	126	124
12Х18Н12Т								
10Х17Н13М2Т								
10Х17Н13М3Т								
08Х18Н10Т	140	130	120	115	110	100	91	89
08Х18Н12Т								
08Х17Н13М2Т	133	130	120	115	110	100	91	89

Таблиця 8.14 Значення площі поперечного перерізу болта

d_b , мм	20	22	24	27	30	36	42	48	52	56
$f_b \cdot 10^{-1}$, м ²	2,35	2,95	3,40	4,45	5,40	7,90	10,9	14,4	18,2	19,6

8.4 Розрахунок опорних елементів посудин і апаратів



Розрахунок опор вертикального апарата

Апарат з внутрішнім діаметром D , м, товщиною стінки s , мм максимальною масою (під повним навантаженням) m , кг підвішений на бетонному перекритті між поверхами (як варіант – на опорній конструкції з цегли).

Внутрішній тиск у апараті p , МПа, температура робочого середовища не перевищує 200°C . Внаслідок деякого зміщення мас апарат додатково навантажений моментом M , Н·м.

Матеріал обичайки сталь 30, матеріал опора накладних листів під них сталь Ст.3.

Рисунок 8.11 – Схема кріплення апарата

Максимальна сила ваги апарата (при гідравлічному випробуванні), Н:

$$G_{\max} = m \cdot g \quad (8.66)$$

де m - максимальна маса апарата, кг;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Загальна площа опорної поверхні апарата, мм^2 визначається за умовою:

$$A_{\text{заг}} \geq G_{\max} / [\sigma]_{\phi} \quad (8.67)$$

де $[\sigma]_{\phi}$ - допустимі напруження стиску на фундамент, МПа.

При розрахунку приймають допустимі напруження фундаменту:

- для бетонних конструкцій $[\sigma]_{\phi} = 1,8 \dots 2,0$ МПа;
- для цегляної кладки $[\sigma]_{\phi} = 0,7 \dots 0,8$ МПа.

Опорна площа однієї опори, мм^2 визначиться за виразом:

$$A_{\text{он}} \geq A_{\text{заг}} / Z \quad (8.68)$$

де Z - число опор, шт.

При розрахунку рекомендують послідовно розрахувати площу однієї опори для випадків застосування двох, трьох і чотирьох опор (рисунок 8.12), а вже потім, розглянувши характеристики стандартних опор за рисунком 8.13 (тип 1 і тип2) та таблицею 8.15, робити кінцевий вибір.

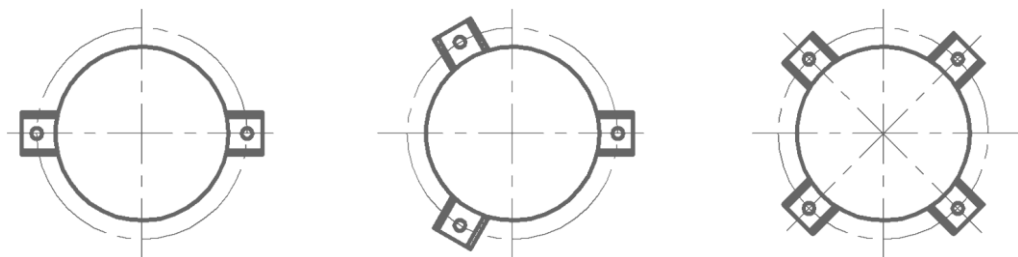


Рисунок 8.12 – Компонування опорного вузла при різній кількості опор
Tun 1 Tun 2

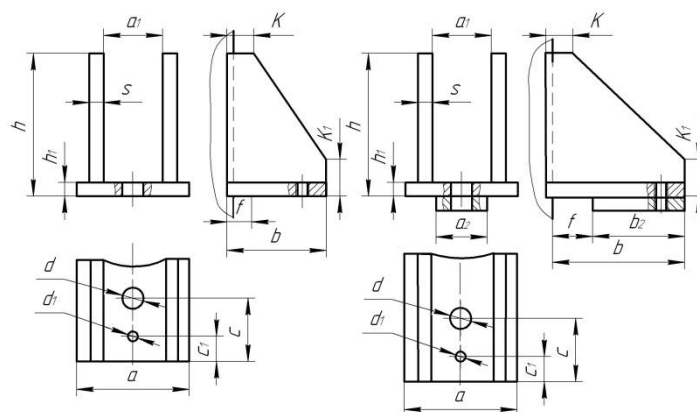


Рисунок 8.13 – Конструкції стандартних опор
тип 1 (лапи) для апаратів без теплоізоляції,
тип 2 (лапи зі збільшеним вильотом) – для апаратів з ізоляцією

Крім показаних на рисунку 8.13 конструкцій опорних лап, застосовують також інші конструктивні рішення подібних пристосувань (рисунок 8.14), які потрібно виконувати з дотриманням основних розмірів стандартних лап.

Таблиця 8.15 – Розміри елементів стандартних опор апаратів і посудин

F_1 , кН	Тип опори	$A_{\text{ос.}}$, мм ²	Розміри елементів опори, мм															
			a	a_1	a_2	b	b_1	b_2	c	c_1	h	h_1	s	K	K_1	d	d_1	f
1,6	1 2	$3,9 \cdot 10^3$ $1,8 \cdot 10^3$	65	45	— 40	60 100	— 50	— 45	15	40	85 120	8	4	10	15 25	12	M12	10 40
4,0	1 2	$9,0 \cdot 10^3$ $3,9 \cdot 10^3$	95	75	— 60	95 160	— 70	— 65	20	50	140 190	10	5	15	25 40			25 80
10,0	1 2	$13,2 \cdot 10^3$ $3,9 \cdot 10^3$	115	90	— 80	115 195	— 85	— 80		85	170 235	14	6	20	30 50			24
25,0	1 2	$24 \cdot 10^3$ $11,5 \cdot 10^3$	155	125	— 100	155 255	— 120	— 115		45	90	230 310	16	8	25	40 65	M20	
40,0	1 2	$35,2 \cdot 10^3$ $16,8 \cdot 10^3$	190	150	— 120	185 315	— 150	— 140	295 390			20	10	30	60 80	35	M24	
63,0	1 2	$52,9 \cdot 10^3$ $24,0 \cdot 10^3$	230	185	— 150	230 380	— 170	— 160	60			130	360 470	24	12		35	70 100
100	1 2	$96,1 \cdot 10^3$ $44,0 \cdot 10^3$	310	250	— 200	310 520	— 230	— 220	65	160	475 620	30	16	40	95 130		42	M36
160	1 2	$148,2 \cdot 10^3$ $70,0 \cdot 10^3$	380	300	— 250	390 65	— 290	— 280		200	585 780	35	20	60	115 180	—		100 350
250	1 2	$218,4 \cdot 10^3$ $105,0 \cdot 10^3$	455	360	— 300	480 800	— 360	— 350		240	695 940	40	24	75	135 220	—		120 435
400	1 2	$280,1 \cdot 10^3$ $153,8 \cdot 10^3$	540	430	— 375	520 890	— 420	— 410	70	280	810 1100	45	30	85	150 255	50	—	145 470
630	1 2	$469,2 \cdot 10^3$ $248,4 \cdot 10^3$	690	540	— 460	680 1150	— 550	— 540	80	400	1100 1420	55	40	110	170 280		—	180 600

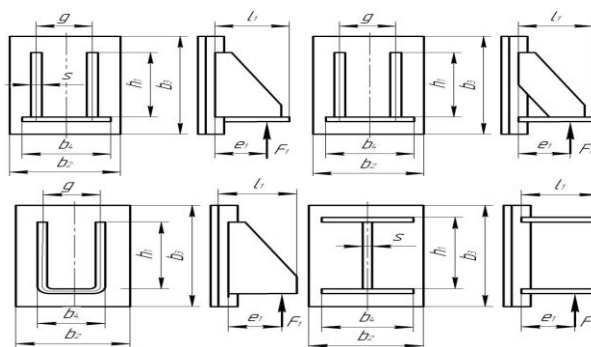


Рисунок 8.14 – Альтернативні конструкції опор апаратів і посудин

Якщо дані по площі стандартних опор будуть значно відрізнятися від розрахункових можна користуючись пропорціями таблиці 8.15 розробити і прийняти власний типорозмір опори.

В обох випадках бажано привести ескіз вибраного типорозміру опори з розстановкою основних розмірів.

Плече прикладання зусилля, яке діє на опору (опорної реакції), m :

- без накладного листа $e = 0,5(b + f_{max} + s_c)$ (8.69)

- з накладним листом $e = 0,5(b + f_{max} + s_c + s_n)$ (8.69a)

де f_{max} - максимально допустимий зазор між колоною і опорною поверхнею, m (приймається $f_{max} = f$ див. таблицю 8.15);

b - виліт опори, m ;

s_c - товщина стінки обичайки

s_n - товщина накладного листа під опору (таблиця 8.16).

Застосування накладного листа не обов'язкове, його включають в конструкцію тільки у випадку коли не виконується умова міцності місця з'єднання опори і обичайки апарата.

Уточнене значення навантаження на одну опору складає:

$$F_1 = \frac{\lambda_1 \cdot G_{max}}{Z} + \frac{\lambda_2 \cdot M}{D + 2e}, \quad (8.70)$$

де λ_1 і λ_2 - коефіцієнти, що залежать від числа опор:

- при $Z = 2$ $\lambda_1 = 1$ і $\lambda_2 = 1$;

- при $Z = 3$ $\lambda_1 = 1$ і $\lambda_2 = 1,3$;

- при $Z = 4$ $\lambda_1 = 2$ і $\lambda_2 = 1$.

Гнучкість ребра опори по гіпотенузі визначається за формулою:

$$\lambda = l/r, \quad (8.71)$$

де l - гіпотенуза ребра опори, $l = \sqrt{h^2 + b^2}$, mm ;

r - радіус інерції ребра, $r = 0,289 \cdot s$, mm .

Розрахункова товщина ребра опори:

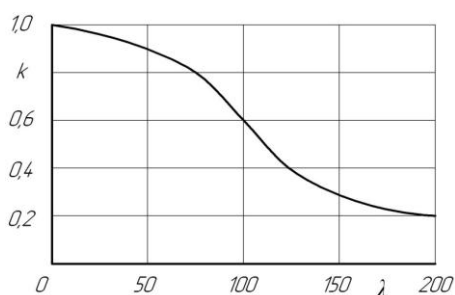
$$s_p = \frac{2,24 \cdot F_1}{k \cdot m \cdot b \cdot [\sigma]_{cm}}, \quad (8.72)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від гнучкості ребра (рисунок 8.15);

m - число ребер в опорі;

b - виліт опори, mm ;

$[\sigma]_{cm}$ - допустимі напруження стиску, MPa .



При розрахунку опор можна прийняти допустимі напруження стиску рівними допустимим напруженням розтягу для сталі Ст.3 (таблиця 8.18)

$$[\sigma]_{cm} = [\sigma]_p$$

Рисунок 8.15 – Графік визначення

коефіцієнта k

При дотриманні умови $s_p \leq s$ можна констатувати, що попередній вибір товщини ребра був проведений вірно.

Якщо визначена по формулі (8.72) товщина ребра буде більша за товщину прийняту при конструюванні опори, то потрібно прийняти товщину ребра у відповідності до розрахунку, округливши її до нормального ряду чисел.

У випадку коли розрахункова товщина ребра значно менша (на 35...50%) ніж прийнята, то потрібно прийняти зменшену товщину ребра і повторити розрахунок за формулами (8.71) і (8.72).

Міцність флангових зварних швів (4 шви по катету ребра) можна забезпечити за рахунок дотримання відповідної величини катета шва, мм:

$$k_{зв} \geq \frac{F_1}{0,7 \cdot 4(h - h_1) \cdot [\tau]'}, \quad (8.73)$$

де $[\tau]'$ - допустимі напруження зрізу шва, $[\tau]' = 0,8[\sigma]_p$, МПа

Одержане розрахунком значення катета зварного шва округлити до числа, що відповідає нормальному ряду чисел, але не менше 3 мм.

Перевірка міцності сітки під опорою лапою без накладного листа:

- осьові (меридіональні) напруження від внутрішнього тиску p і згинаючого моменту M :

$$\sigma_{m0x} = \frac{p \cdot D}{4s_c} + \frac{4M}{2s_c}. \quad (8.74)$$

- колові (тангенційні) напруження від внутрішнього тиску p :

$$\sigma_{m0y} = \frac{p \cdot D}{2s_c}. \quad (8.75)$$

- максимальні напруження від основного навантаження вибираються як більше значення з результатів визначених осьових і колових напружень, тобто:

$$\sigma_{m0} = \max\{\sigma_{m0x}; \sigma_{m0y}\} \quad (8.76)$$

- максимальні мембранні напруження від навантажень і реакції опор:

$$\sigma_m = \sigma_{m0} \pm \frac{k_1 \cdot F_1 \cdot e}{D \cdot s_c^2}, \quad (8.77)$$

де k_1 - коефіцієнт, що визначається за графіками на рисунку 8.16.

Коефіцієнт знаходять в залежності від $\gamma = D/(2s_c^2)$ і від h/D (де h - висота опори).

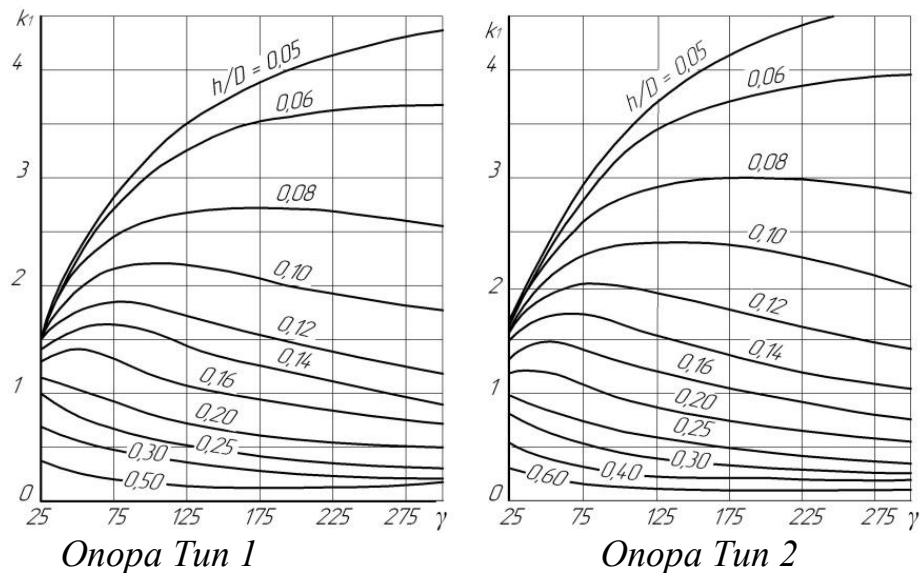


Рисунок 8.16 – Залежності для визначення значення коефіцієнта k_1 - максимальні напруження згину від реакції опори:

$$\sigma_{32} = \frac{k_2 \cdot F_1 \cdot e}{h \cdot s_c^2}. \quad (8.78)$$

Коефіцієнт k_2 знаходять за рисунком 8.17 у залежності від тих же значень γ і h/D .

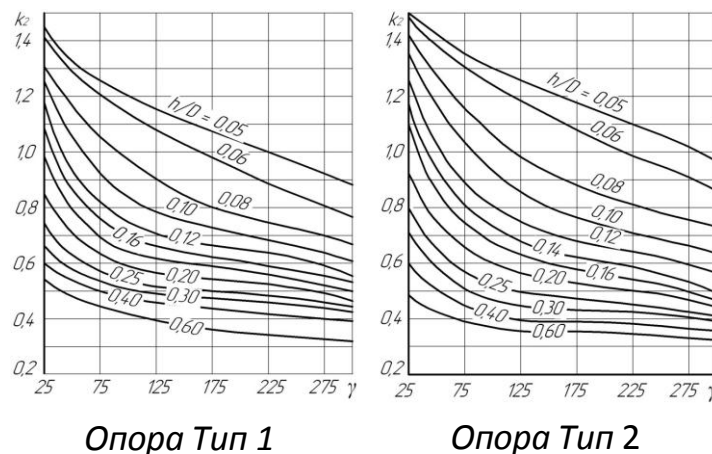


Рисунок 8.18 – Залежності для визначення значення коефіцієнта k_2
Умова міцності має вигляд:

$$\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{32}} \right)^2 \frac{0,8}{A} \cdot \frac{\sigma_{32}}{\sigma_T} \leq 1, \quad (8.79)$$

де σ_T - границя міцності матеріалу обичайки корпуса (таблиця 8.18);

Коефіцієнт A , що входить до формули (8.79) приймається:

- для умов експлуатації $A = 1$;
- для умов монтажу та гідравлічних випробувань $A = 1,2$.

Якщо умова (8.79) не виконується потрібно застосувати накладний лист з розмірами: H – висота, B – ширина, C – фаска (таблиця 8.16).

При застосуванні опор власної конструкції з нестандартними розмірами, накладний лист приймається також з нестандартними розмірами, але з додержанням пропорцій розмірів відповідно до таблиці 8.16.

Таблиця 8.16 – Накладні листи під опори (лапи) типів 1 і 2

F_1 , кН	Тип опори	Розміри, мм				F_1 , кН	Тип опори	Розміри, мм			
		B	H	c	s_n			B	H	c	s_n
1,6	1 2	75	120 155	8	4; 6; 8; 10	100	1 2	400	650 820	32	10; 12; 16; 20
4,0	1 2	125	200 255	10	6; 8; 10; 12	160	1 2	500	810 1020	40	12; 16; 20; 24
10,0	1 2	150	250 310	12		250	1 2	600	970 1230	48	16; 20; 24; 28
25,0	1 2	200	330 410	16	8; 10; 12; 16	400	1 2	700	1140 1440	50	20; 24; 28
40,0	1 2	250	405 510	20		630	1 2	900	1480 1860	55	
63,0	1 2	300	490 620	24	10; 12; 16; 20						

Товщина накладного листа визначається за формулою:

$$s_n = \sqrt{\frac{k_3 \cdot F_1}{A \cdot \sigma_T}}, \quad (8.80)$$

де k_3 - коефіцієнт, що залежить від $\gamma = D/(2s_c^2)$ і H/D (H - висота накладного листа) рисунок 8.19.

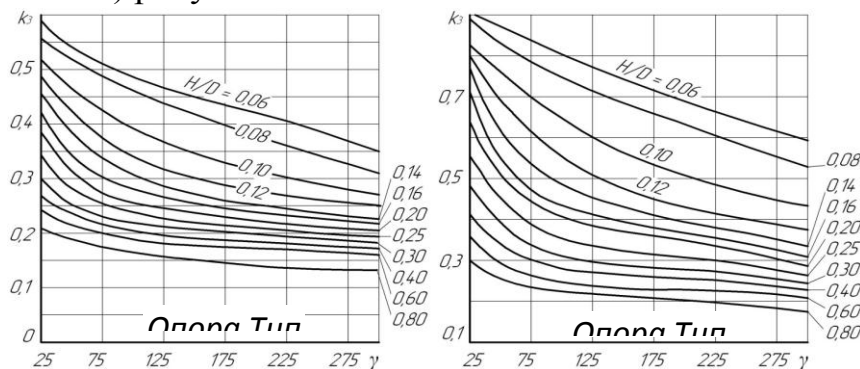


Рисунок 8.19 – Визначення значення коефіцієнта k_3

При використанні накладного листа:

- максимальні мембранні напруження від навантажень і від реакції опори:

$$\sigma_m = \sigma_{m0} \pm \frac{k_4 \cdot F_1 \cdot e}{D \cdot s_c^2}, \quad (8.81)$$

- максимальні напруження згину від реакції опори:

$$\sigma_{32} = \frac{k_5 \cdot F_1 \cdot e}{H \cdot s_c^2} \quad (8.82)$$

Коефіцієнти k_4 і k_5 визначаються за рисунками 8.20 і 8.21.

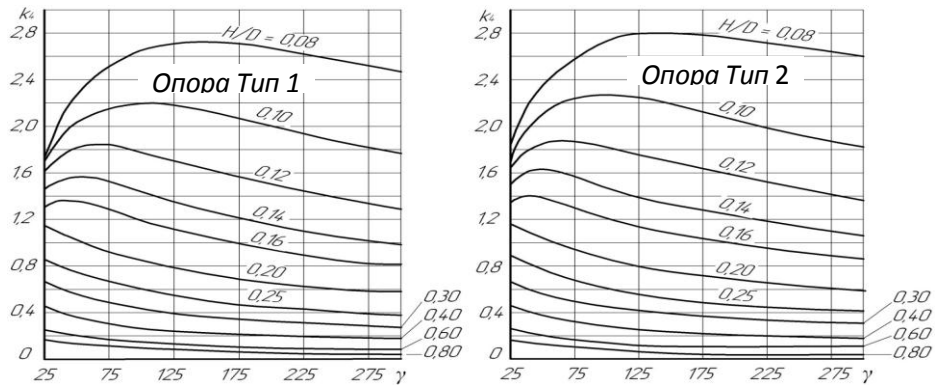


Рисунок 8.20 – Визначення значення коефіцієнта k_4

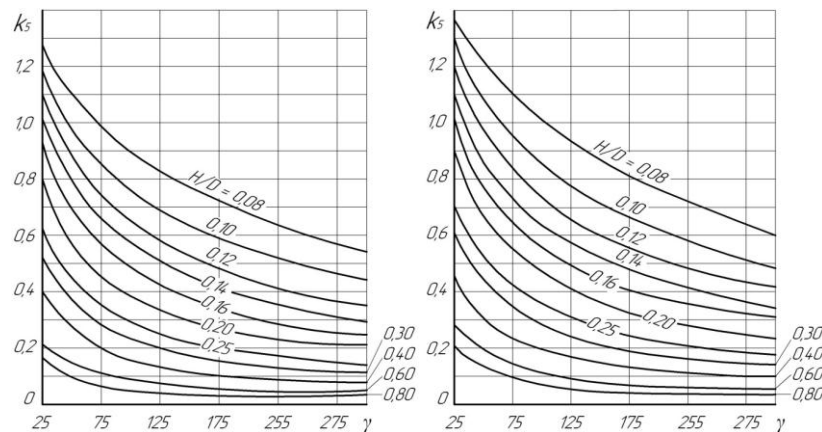
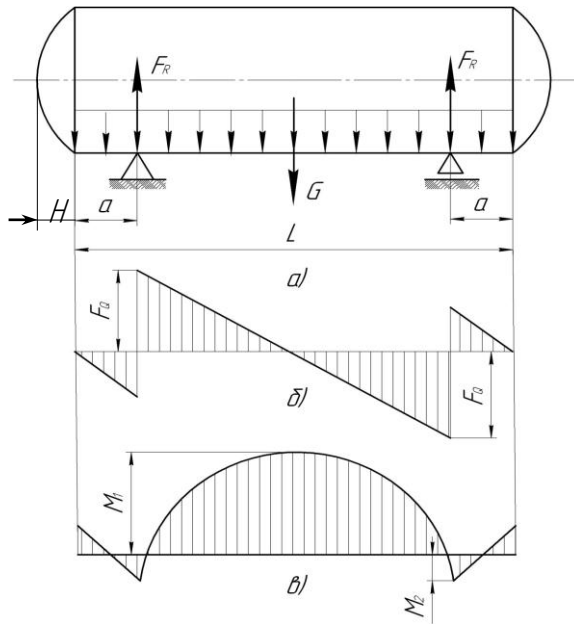


Рисунок 8.21 – Визначення значення коефіцієнта k_5

Міцність накладного листа потрібно перевірити по умові міцності за виразом (8.82). Якщо ж і при застосуванні накладного листа умова не виконується потрібно: або збільшити кількість опор (до чотирьох) або ж вибрати опори більшого типорозміру.

Розрахунок опор корпусу горизонтального апарата

Апарат внутрішнім діаметром D і довжиною L , м, товщиною стінки s , мм максимальною масою (визначеною при гідравлічному випробуванні) m , кг з двома опорами розташований на бетонному фундаменті. Матеріал обичайки апарата сталь 30, матеріал опор та підкладних листів під них Ст.3.



а) схема дії сил; б) епюра перерізуєчих сил; в) епюра згинаєчих моментів.

Рисунок 8.22 – До розрахунку горизонтального апарата

Розрахункові навантаження:

- сила ваги, Н

$$G = m \cdot g. \quad (8.83)$$

- реакції опор, Н

$$F_R = 0,5G. \quad (8.84)$$

- згинаєчий момент в середині апарата, Н·м:

$$M_1 = F_R (L \cdot f_1 - a), \quad (8.85)$$

де f_1 - коефіцієнт, що залежить від H/D і L/D (рисунок 15);

Значення відстані від торця обичайки до опори приймають для апаратів не укріплених кільцями $a \approx 0,2D$ і для апаратів з укріпленням обичайки $a \approx 0,2L$.

- згинаєчий момент в перерізі під опорою, Н·м:

$$M_2 = \frac{F_R \cdot a}{f_2} \left(1 - \frac{a}{L} + 0,5 f_3 \frac{D}{a} - f_2 \right), \quad (8.86)$$

де f_2 і f_3 - коефіцієнти, рисунок 8.23:

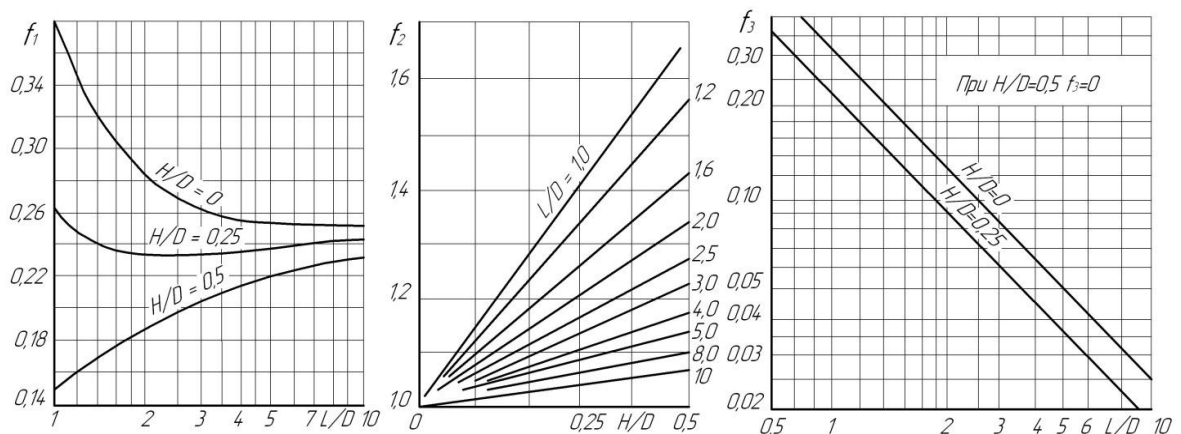


Рисунок 8.23 – Визначення значення коефіцієнта f_1, f_2, f_3

Розрахунок сидельної опори:

На опорі (рисунок 8.24) діють вертикальна сила F_R (реакція опори), горизонтальна сила F_1 (перпендикулярна осі апарата) і горизонтальна сила F_{mp} (сила тертя) паралельна осі апарата.

- зусилля F_1 визначиться за виразом:

$$F_1 = k_6 \cdot G \quad (8.87)$$

де k_6 - коефіцієнт, що залежить від кута обхвату обичайки опорою.

Коефіцієнт k_6 визначається за графіком (рисунок 8.25).

- сила тертя визначається при значенні коефіцієнту тертя **0,15**:

$$F_{mp} = 0,15 \cdot G. \quad (8.88)$$

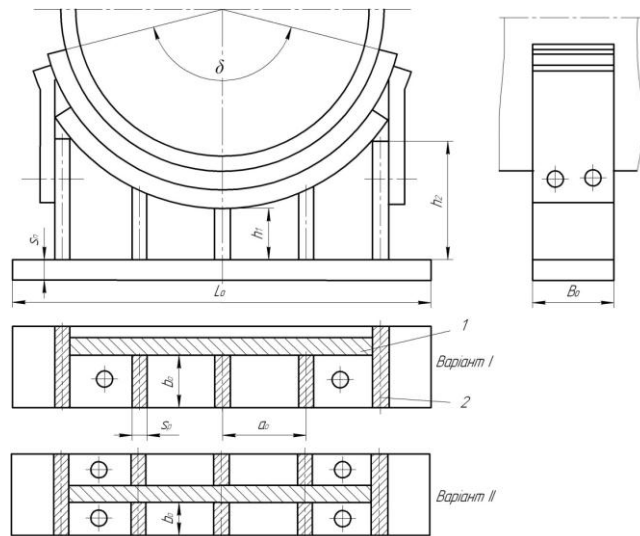
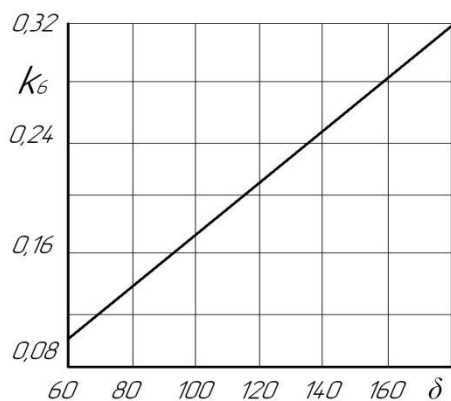


Рисунок 8.24 – До розрахунку сидельної опори



Площа опорної плити визначається за наступною умовою:

$$A_{on} \geq F_R / [\sigma]_{\delta}, \quad (8.89)$$

де $[\sigma]_{\delta}$ - допустимі напруження стиску для бетону (таблиця 8.17).

Рисунок 8.25 – Графік визначення коефіцієнта k_6

Таблиця 8.17 – Допустимі напруження стиску бетону

Марка бетону	200	300	500
$[\sigma]_{\delta}$, МПа	6,0	8,0	10,0

Довжину опорної поверхні опори рекомендують приймати в межах:

$$L_0 = (1,0...1,25) D. \quad (8.90)$$

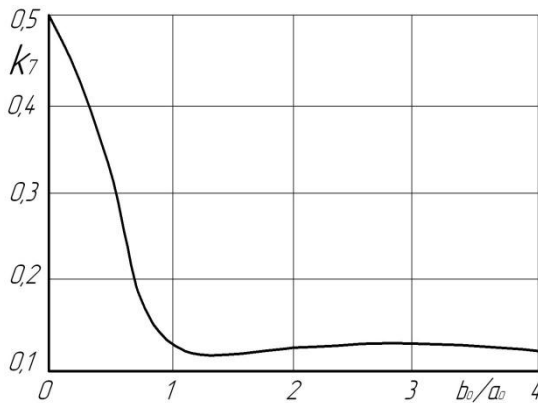
Визначається ширина опорної поверхні:

$$B_0 \geq A_{on} / L_0. \quad (8.91)$$

Визначені значення довжини і ширини опорної поверхні округлюються.

Уточнені значення напружень стиску бетону:

$$\sigma_{\delta} = \frac{F_R}{L_o \cdot B_o} . \quad (8.92)$$



Розрахункова товщина опорної плити:

$$s_n = 2,45b_o \sqrt{\frac{k_7 \cdot \sigma_{\delta}}{1,1[\sigma]}} , \quad (8.93)$$

де $[\sigma]$ - допустимі напруження матеріалу опорної плити; k_7 - коефіцієнт.

Округлене значення s_n не повинне бути меншим за 10 мм.

Рисунок 8.26 – Коефіцієнт k_7

Розрахункова товщина ребра з

умови міцності на згин і розтяг:

$$s_p \geq 42 \frac{F_1}{1,1 \cdot D \cdot [\sigma]} . \quad (8.94)$$

Стискаючі розподілені навантаження на ребра, Н/м:

$$q = 1,2 F_R / l_{заг} , \quad (8.95)$$

де $l_{заг}$ - загальна довжина всіх ребер на опорі, м.

У відповідності до рисунку 17:

- для варіанту I $l_{заг} = a_o(m-1) + m \cdot b_o , \quad (8.96)$

- для варіанту II $l_{заг} = a_o(m-1) + 2m \cdot b_o , \quad (8.96a)$

де m - число ребер на опорі.

Критичні напруження стійкості ребра, МПа:

$$\sigma_{кр} = 3,6 E \left(\frac{s_p}{h_2} \right)^2 , \quad (8.97)$$

де h_2 - найбільше по висоті ребро опори (рисунок 19), мм

Розрахункова товщина ребра з умови його стійкості:

$$s_p \geq q / [\sigma]_{кр} , \quad (8.98)$$

де $[\sigma]_{кр}$ - допустимі критичні напруження, МПа

$$[\sigma]_{кр} = \sigma_{кр} / 5 . \quad (8.99)$$

Якщо всі умови виконуються, то розрахунок виконаний вірно.

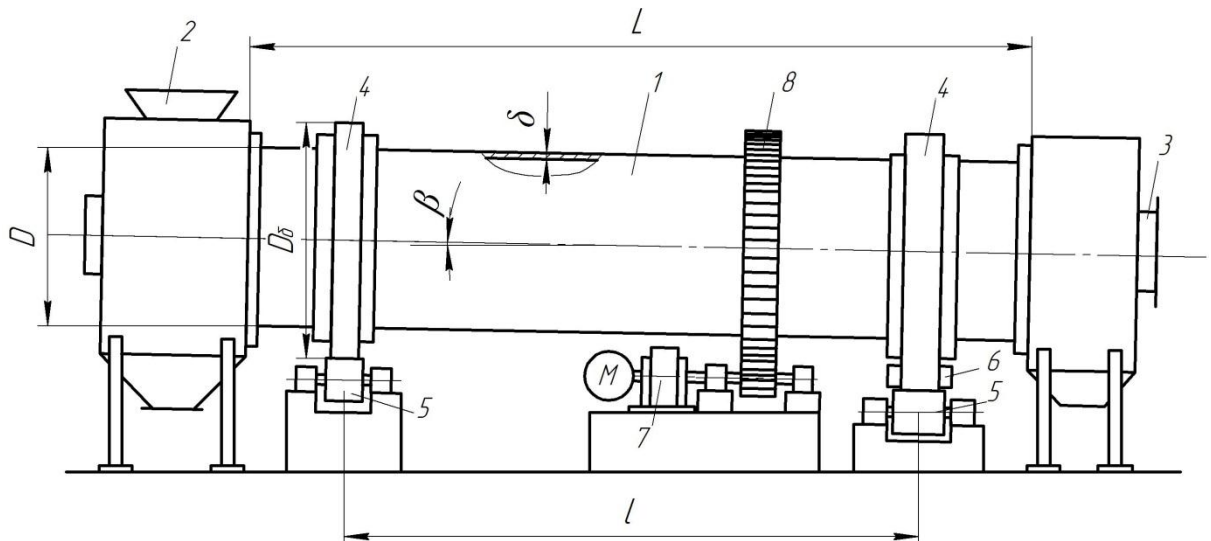
Довідкові дані до розрахунків
Таблиця 8.18 – Мінімальні значення границі текучості σ_T
і допустимі напруження розтягу $[\sigma]_p$, МПа

Марка сталі		Напруження, МПа при температурі, °С						
		20	100	150	200	250	300	350
Сталь Ст. 2	σ_T	190	186	182	178	167	153	132
	$[\sigma]_p$	125	120	115	105	100	95	85
Сталь Ст. 3	σ_T	194	187	185	179	170	155	136
	$[\sigma]_p$	135	130	120	115	110	100	90
Сталь 10	σ_T	195	188	183	177	168	150	132
	$[\sigma]_p$	125	115	110	105	95	90	85
Сталь 15	σ_T	210	196	189	181	172	162	144
	$[\sigma]_p$	135	125	115	110	100	95	85
Сталь 20	σ_T	220	213	209	204	198	179	159
	$[\sigma]_p$	145	135	130	125	110	100	95
Сталь 30	σ_T	216	204	196	187	178	164	144
	$[\sigma]_p$	150	140	135	130	125	115	100
Сталь 15ХМ	σ_T	220	210	207	201	190	180	171
	$[\sigma]_p$	155	155	150	145	135	125	115

8.5 Розрахунки робочих елементів машин з оболонками, що повільно обертаються

У харчовій та переробній промисловості для проведення процесів перемішування, просівання, фільтрації, виготовлення сиру, покриття цукерок цукровим піском та інших технологічних операцій застосовуються машини, робочим органом яких є оболонка барабана, яка розташована горизонтально, або злегка похило і повільно обертається навколо поздовжньої осі.

Розглянемо розрахунок параметрів корпусу барабанної сушарки, якщо відомі: діаметр барабана D , м; довжина барабана L , м; кут нахилу барабана β ; робоча температура сушіння t_p , °C; частота обертання барабана n , об/хв.; щільність продукту ρ , кг/м³. Внутрішня поверхня барабана гладка. Температура навколишнього середовища t_i °C.



- 1 - барабан; 2 - бункер завантажувальний; 3 - вивантажувач 4 - опорні бандажі;
5 - опорні ролики; 6 - осьова опора; 7 - привод; 8- зубчаста передача.

Рисунок 8.27 – Принципова схема барабанної сушарки

Кутова швидкість обертання барабана:

$$\omega = \pi \cdot n / 30 \quad (5.100)$$

Колова швидкість барабана:

$$v_{\phi} = 0,5 D \cdot \omega \quad (8.101)$$

Термін „оболонка, що повільно обертається“ відноситься до корпусів машин, колова швидкість яких не перевищує 1,0 м/с.

Швидкість переміщення продукту в барабані в осьовому напрямку:

$$v_0 = v_{\phi} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (8.102)$$

Час перебування продукту (матеріалу) у барабані дорівнює:

$$\tau = L / v_0. \quad (8.103)$$

Продуктивність машини з гладким барабаном:

$$P = 0,785 k_z \cdot D^2 \cdot \rho \cdot v_0, \quad (8.104)$$

де k_z - коефіцієнт заповнення перерізу барабана.

$$k_z = A_n / A_z, \quad (8.105)$$

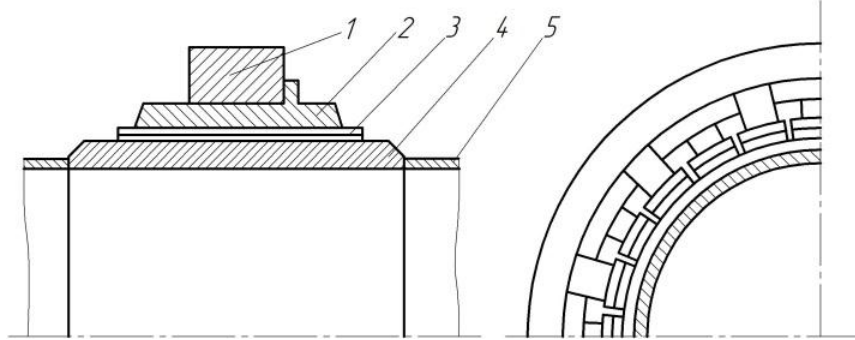
де A_n - площа перетину барабана, заповнена продуктом;

A_z - загальна площа перетину барабана.

Товщина стінки барабана, відповідно до рекомендацій:

$$\delta = 0,01 \dots 0,012 \cdot D. \quad (8.106)$$

4.7 Розміри посилюючого кільця (рисунок 8.28):



1 - бандаж; 2 - башмак; 3 - підкладка; 4 - підсилююче кільце; 5 - барабан

Рисунок 8.28 – Конструкція кріплення бандажу на барабані

- товщина: $\delta_k = (0,15 \dots 0,20) \delta$ (8.107)

- довжина: $l_k = (5 \dots 6) \delta_k$ (8.108)

Приймається матеріал барабана і посилюючих кілець – звичайно сталь конструкційна марок Ст.3...Ст.5, щільність матеріалу $\rho_m = 7850$ кг/м³.

Сила ваги барабана дорівнює:

$$G_\delta = \pi [(D + \delta) \cdot \delta \cdot L + z \cdot (D + \delta_k) \cdot \delta_k \cdot l_k] \cdot \rho_\delta \cdot g, \quad (8.109)$$

де z - число посилюючих прокладок (кілець):

l_k - довжина посилюючого кільця, м;

ρ_δ - щільність матеріалу барабана, кг/м³;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Сила ваги продукту, що перебуває в барабані:

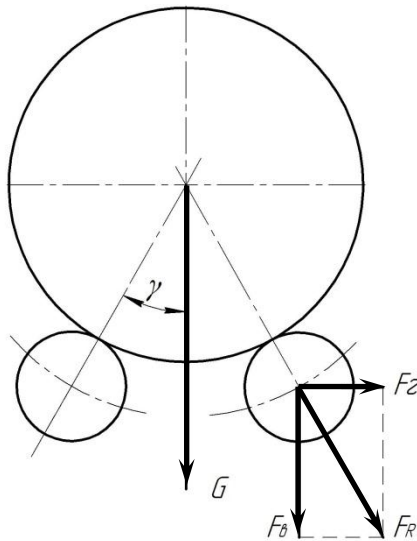
$$G_n = 0,785 \cdot k_z \cdot D^2 \cdot L \cdot \rho \cdot g \quad (8.110)$$

Сумарна сила ваги барабана і продукту:

$$G'_c = G_\delta + G_n \quad (8.111)$$

Враховуючи на барабані наявність вінцевого зубчастого колеса та інших неврахованих конструкцій, остаточне значення сумарної сили ваги в межах:

$$G_c = (1,03 \dots 1,05) \cdot G'_c \quad (8.112)$$



Приймається конструкція опор барабана. Найчастіше це дві-три опори з двома роликами у кожній опорі (рисунок 3), кут розташування роликів $\gamma = 30^\circ$

Опори роликів улаштовують так, щоб забезпечити їх деяке переміщення у радіальному напрямку та навколо осі обертання барабана.

Реакція роlikової опори (рисунок 8.29) визначається за формулою:

Рисунок 8.29 – Розрахункова схема

$$F_R = 0,5G / \cos \gamma,$$

(8.113)

де G - сила ваги частини барабана з матеріалом, віднесена до даної опори;

γ - кут, під яким розташовані ролики опори відносно вертикальної осі.

Сила, яка здвигає опору по горизонталі відносно основи машини:

$$F_z = F_R \cdot \sin \gamma = 0,5G \cdot \tan \gamma.$$

(8.114)

Сила, яка притискає опору до основи машини:

$$F_b = F_R \cos \gamma = 0,5G$$

(8.115)

Зусилля зрізу болтів, які кріплять опору до основи машини (при умові відсутності попереднього їх затягу):

$$F_s = 0,5G(\tan \gamma - f),$$

(8.116)

де f - коефіцієнт тертя між опорою і основою машини, $f = 0,1 \dots 0,2$.

Ширина бандажа визначається за формулою:

$$b = F_R / [q],$$

(8.117)

де $[q]$ - допустима інтенсивність розподіленого навантаження по довжині ділянки контакту бандажа і ролика

Значення $[q]$ рекомендується вибирати в межах від $1,0$ МН/м (для барабанів з відносно високою швидкістю обертання) і до $2,4$ МН/м (для барабанів, що обертаються повільно зі швидкістю $3 \dots 4$ об/хв.).

Відстань між опорами барабана по довжині за умови мінімального значення згинального моменту барабана:

$$l = 0,586 \cdot L$$

(8.118)

Температурне подовження барабана внаслідок різниці робочої температури і температури навколишнього середовища

$$\Delta l = \alpha \cdot (t_p - t_n) \cdot l,$$

(8.119)

де t_p - робоча температура технологічного процесу, $^\circ\text{C}$;

t_n - температура навколишнього середовища, $^\circ\text{C}$

α - температурний коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha = 11,4 \cdot 10^{-6}$ м/ $^\circ\text{C}$;

l - відстань між опорами.

Ширину ролика прийемо за формулою:

$$b_p \approx b + \Delta l \quad (8.120)$$

Зовнішній діаметр бандажа:

$$D_{\delta} = D + 2(\delta_k + h_{\delta} + h_{\delta_{ши}} + h_n) \quad (8.121)$$

де δ_k - товщина підсилюючого кільця;

h_{δ} - висота перетину бандажа;

$h_{\delta_{ши}}$ - висота перетину башмака;

h_n - висота перетину підкладки під башмак.

Значення розмірів бандажа і башмака визначаються за формулами

$$h_{\delta} \approx (1,2...1,5)\delta \quad (8.122)$$

$$h_{\delta_{ши}} \approx (0,5...0,6)\delta \quad (8.123)$$

$$h_n \approx (0,25...0,3)\delta \quad (8.124)$$

Діаметр ролика опори:

$$d_p = (0,1...0,15)D_{\delta} \quad (8.125)$$

Перевірка на контактні напруження, що виникають у матеріалі бандажів і роликів проводиться за формулою:

$$\sigma_n = 0,589 \sqrt{\frac{F_R}{b} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{D_{\delta} + d_p}{D_{\delta} \cdot d_p}} \leq [\sigma]_n \quad (8.126)$$

де E_1 і E_2 - модулі пружності першого роду барабана і ролика, МПа;

$[\sigma]_n$ - допустимі контактні напруження, МПа.

При розрахунку можна прийняти для сталі Ст.3...Ст.5 (матеріалу барабана) $E_1 = (2...2,1) \cdot 10^5$ МПа і для чавуну СЧ 18...СЧ 21 (матеріалу ролика) $E_2 = (0,8...1,6) \cdot 10^5$ МПа.

Допустимі контактні напруження в умову міцності підставляються для менш міцного матеріалу – чавуну $[\sigma]_n = 550...600$ МПа.

Якщо умова міцності не виконуються, найбільш доцільним заходом є збільшення діаметра і ширини ролика.

Список літератури

1 Александров И.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. Методы расчета и основы конструирования. / И.А. Александров - М.: Химия, 1978. - 280 с.

2 Бернік П.С. Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва. / П.С. Бернік, З.А. Стоцько, І.П. Паламарчук та ін. Львів "Львівська політехніка". 2004.-336с.

3 Виноградов С.Н. Выбор и расчет теплообменников. Учебное пособие / С.Н. Виноградов, К.В. Таранцев, О.С. Виноградов. Пенза: Пензенский государственный университет, 2001. – 100 с.

4 Волошин А.А. Расчет и конструирование фланцевых соединений: Справочник. / А.А. Волошин, Г.Т. Григорьев. –Л.: Машиностроение. 1979. -125 с.

- 5 Гребенюк С.М. Технологическое оборудование сахарных заводов / С.М. Гребенюк и др. – М.: КолосС, 2007. – 520 с.
- 6 Гулий І.С. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. / І.С. Гулий, М.М. Пушанко, Л.О. Орлов, В.Г. Мирончук та ін. Вінниця.: Нова книга. 2001. – 576 с.
- 7 Еренгалиев А.Е. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств [Текст] / А.Е. Еренгалиев, С.Л. Масленников, А.К. Какимов и др. - Семипалатинск. 2008. - 208 с.
- 8 Зимняков В.М. Практикум по расчетам и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств [Текст] / В.М. Зимняков, И.В. Назаров, А.И. Удовкин, Н.В. Щербина. – Пенза:, 2003. - 311 с.
- 9 Кавецкий Г.Д. Процессы и аппараты пищевой технологии. / Г.Д. Кавецкий, В.В. Васильев. М.: Колос. 1999. – 551 с.
- 10 Коптева В.Б. Опоры вертикальных и горизонтальных аппаратов. / В.Б. Коптева, А.А. Коптев. –Тамбов: Изд. ФГБОУ ВПО „ТГТУ“. 2011. 23 с.
- 11 Коптева В.Б. Фланцевые соединения: Конструкции, размеры, расчет на прочность. / В.Б. Коптева, А.А. Коптев. –Тамбов: Изд. ФГБОУ ВПО „ТГТУ“. 2011. 24 с.
- 12 Лацинский А.А. Конструирование сварных корпусов аппаратов химической промышленности / А.А. Лацинский -Л.: Машиностроение. 1981 - 378 с.
- 13 Миронов В.М. Расчет и конструирование элементов оборудования отрасли / Миронов В.М, Беляев В.М. – Томск: 2003. -125 с.
- 14 Мирончук В.Г. Розрахунок обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. / В.Г. Мирончук, Л.О. Орлов, Л.О. Пушанко та ін. Вінниця.: Нова книга. 2004. – 288 с.
- 15 Остриков А.Н. А.А. Практикум по курсу „Технологическое оборудование“ / А.Н. Остриков, М.Г. Парфенопуло, А.А. Шевцов. Воронеж. гос. технол. акад. – Воронеж.: 1999. – 424 с.
- 16 Сушка пищевых растительных материалов. / Г.К. Филоненко, М.А. Гришин, Я.М. Гольденберг и др. – М.: Пищевая промышленность. 1971. - 439 с.
- 17 Технология пищевых продуктов. Учебник. / Под ред. д-ра техн. наук проф. Украинца А.И. – Киев: Аскания. 2008. - 736 с.
- 18 Технологическое оборудование консервных заводов / М.С. Аминов, М.Я. Дикис, А.Н. Мальский, А.К. Гладушняк. - М.: Пищ. Пром-сть, 1986. - 319 с.
- 19 Харламов С.В. Практикум по расчетам и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств / С.В. Харламов. – Л.: Агропромиздат, 1991. – 256 с.
- 20 Флауменбаум Б.Л. Теоретические основы стерилизации консервов / Б.Л. Флауменбаум. – 2-е изд., испр. и доп. – К.: Вища шк., 1981. – 196 с.